Moran | Shapiro Princípios de Termodinâmica para Engenharia 6ª edição
LTC
Princípios
de Termodinâmica
para Engenharia
Michael J. Moran
Howard N. Shapiro
6 edição
gen | LTC

Como Usar Este Livro de Modo Eficiente

Este livro apresenta diversas características que facilitam o estudo e, além disso, contribuem para o conhecimento:

Exemplos

- São fornecidos numerosos exemplos resolvidos com comentários que retratam a *metodologia de solução* apresentada na Seção 1.9 e ilustrada no Exemplo 1.1. Os estudantes são incentivados a estudar esses exemplos, inclusive os comentários que os acompanham.
- Cada exemplo resolvido termina com uma lista das *Habilidades Desenvolvidas* com a resolução do exemplo e um *Teste-Relâmpago* que possibilita uma verificação imediata da compreensão adquirida.
- Exemplos menos formais são apresentados ao longo do texto. Eles iniciam com ➡ **POR EXEMPLO...** e terminam com ⬅. Esses exemplos também devem ser estudados.

Exercícios

- Cada capítulo traz um conjunto de perguntas a serem discutidas sob o título *Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros*, que podem ser respondidas individualmente ou em grupos pequenos. Essas perguntas permitem que os estudantes desenvolvam maior compreensão do material do texto, estimulam o pensamento crítico e testam a compreensão que eles tiveram do texto.
- Um grande número de problemas de final de capítulo, sob o título *Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia*, também é fornecido. Os problemas são colocados em seqüência, para se correlacionarem com o assunto lecionado, e são listados em ordem crescente de dificuldade. Os problemas são também classificados em seções, de modo a facilitar o processo de seleção dos problemas de revisão que devem ser resolvidos. Respostas a problemas selecionados podem ser encontradas no final do livro.
- Como um dos propósitos deste livro é a preparação de estudantes para utilizar a termodinâmica na prática de engenharia, foram incluídas considerações de projeto relacionadas à termodinâmica. Cada capítulo traz um conjunto de problemas sob o título *Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia*, que fornecem breves experiências de projeto aos estudantes para ajudá-los a desenvolver sua criatividade e seu julgamento de engenharia. Também oferecem aos estudantes oportunidades de desenvolverem sua capacidade de comunicação.

Outros Estudos de Apoio

- Cada capítulo inicia com uma introdução que fornece o *contexto de engenharia*, relatando o *objetivo do capítulo* e listando os *objetivos de aprendizagem*.
- Cada capítulo encerra-se com um *resumo do capítulo* e um *guia de estudo* que fornecem um ponto inicial de estudo para exames. Para facilitar a referência, cada capítulo encerra-se também com uma lista dos *Conceitos Fundamentais na Engenharia* e das *Equações Principais*.
- Palavras-chave são apresentadas em negrito.
- Equações-chave são destacadas com a utilização de uma dupla barra horizontal, conforme a Eq. 1.8, por exemplo.
- *Tome Nota* ao longo do texto identifica onde refinamos nossa metodologia de resolução de problemas, como se pode ver na Seção 1.4.1, ou apresentamos convenções tais como o arredondamento da temperatura 273,15 K para 273 K, conforme mostra a Seção 1.7.3.
- O ícone nos problemas de final de capítulo indica a possibilidade do uso de programas computacionais apropriados.
- Para facilitar a consulta, fatores de conversão e constantes importantes são fornecidos no início do livro.
- Uma lista de símbolos encontra-se ao final do livro.

Fatores de Conversão

Massa e Massa Específica

1 kg = 2,2046 lb
1 g/cm^3 = 10^3 kg/m^3
1 g/cm^3 = 62,428 lb/ft^3
1 lb = 0,4536 kg
1 lb/ft^3 = 0,016018 g/cm^3
1 lb/ft^3 = 16,018 kg/m^3

Comprimento

1 cm = 0,3937 in.
1 m = 3,2808 ft
1 in = 2,54 cm
1 ft = 0,3048 m

Velocidade

1 km/h = 0,62137 milha/h
1 milha/h = 1,6093 km/h

Volume

1 cm^3 = 0,061024 in^3
1 m^3 = 35,315 ft^3
1 L = 10^{-3} m^3
1 L = 0,0353 ft^3
1 in^3 = 16,387 cm^3
1 ft^3 = 0,028317 m^3
1 gal = 0,13368 ft^3
1 gal = 3,7854 × 10^{-3} m^3

Força

1 N = 1 kg · m/s^2
1 N = 0,22481 lbf
1 lbf = 32,174 lb · ft/s^2
1 lbf = 4,4482 N

Pressão

1 Pa = 1 N/m^2
= 1,4504 × 10^{-4} lbf/in^2
1 bar = 10^5 N/m^2
1 atm = 1,01325 bar
1 lbf/in^2 = 6894,8 Pa
1 lbf/in^2 = 144 lbf/ft^2
1 atm = 14,696 lbf/in^2

Energia e Energia Específica

1 J = 1 N · m = 0,73756 ft · lbf
1 kJ = 737,56 ft · lbf
1 kJ = 0,9478 Btu
1 kJ/kg = 0,42992 Btu/lb
1 ft · lbf = 1,35582 J
1 Btu = 778,17 ft · lbf
1 Btu = 1,0551 kJ
1 Btu/lb = 2,326 kJ/kg
1 kcal = 4,1868 kJ

Taxa de Transferência de Energia

1 W = 1 J/s = 3,413 Btu/h
1 kW = 1,341 HP
1 Btu/h = 0,293 W
1 hp = 2545 Btu/h
1 hp = 550 ft · lbf/s
1 hp = 0,7457 kW

Calor Específico

1 kJ/kg · K = 0,238846 Btu/lb · °R
1 kcal/kg · K = 1 Btu/lb · °R
1 Btu/lb · °R = 4,1868 kJ/kg · K

Constantes

Constante Universal dos Gases

$$\bar{R} = \begin{cases} 8{,}314 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K} \\ 1545 \text{ ft} \cdot \text{lbf/lbmol} \cdot {}^\circ\text{R} \\ 1{,}986 \text{ Btu/lbmol} \cdot {}^\circ\text{R} \end{cases}$$

Aceleração-Padrão da Gravidade

$$g = \begin{cases} 9{,}80665 \text{ m/s}^2 \\ 32{,}174 \text{ ft/s}^2 \end{cases}$$

Pressão Atmosférica Padrão

$$1 \text{ atm} = \begin{cases} 1{,}01325 \text{ bar} \\ 14{,}696 \text{ lbf/in}^2 \\ 760 \text{ mm Hg} = 29{,}92 \text{ in Hg} \end{cases}$$

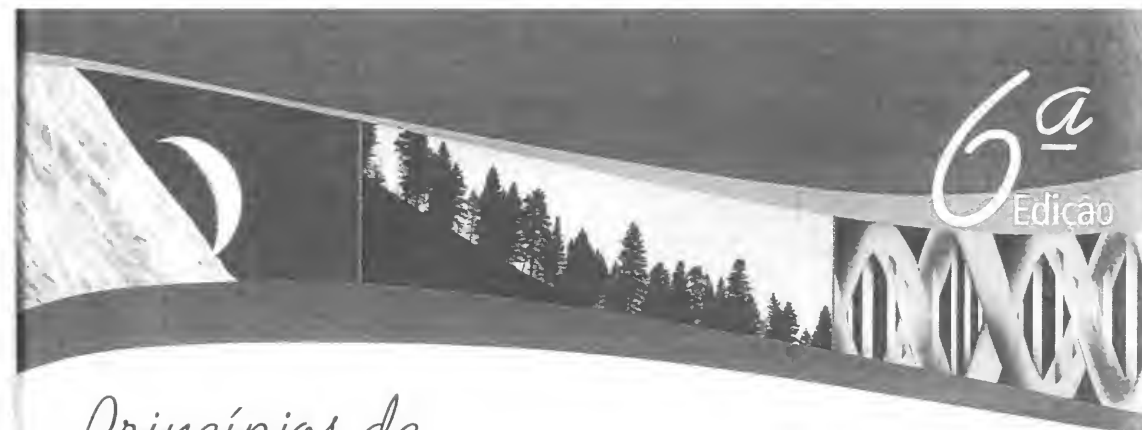
Relações entre Temperaturas

$T(°R) = 1,8\ T(K)$
$T(°C) = T(K) - 273,15$
$T(°F) = T(°R) - 459,67$

Princípios de Termodinâmica para Engenharia

Duzentos anos de tradição produzindo, publicando e comercializando livros. Este é o valor da marca Wiley que, desde sua fundação, em 1807, acompanha as mudanças políticas, sociais e econômicas ocorridas em todo o mundo.

Renomada pela divulgação das mais recentes teorias e técnicas acadêmicas nas áreas científica, tecnológica e de engenharia, a editora norte-americana promove, assim, o intercâmbio e o debate globais.

A tradicional parceria da LTC — Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda., editora integrante do GEN | Grupo Editorial Nacional, com a John Wiley & Sons, Inc., responde, em parte, por esse sucesso no Brasil, uma vez que traz para o mercado conceitos técnico-científicos de ponta essenciais para a formação das futuras gerações de profissionais e pesquisadores.

Princípios de Termodinâmica para Engenharia

MICHAEL J. MORAN
The Ohio State University

HOWARD N. SHAPIRO
Wayne State University

Tradução e Revisão Técnica

Gisele Maria Ribeiro Vieira, D. Sc.
Departamento de Engenharia Mecânica
Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – CEFET/RJ

LTC

Travessa do Ouvidor, 11
Rio de Janeiro, RJ – CEP 20040-040
Tel.: 21-3543-0770 / 11-5080-0770
Fax: 21-3543-0896
ltc@grupogen.com.br
www.ltceditora.com.br

Capa: Bernard Design

Editoração Eletrônica: Performa

CIP-BRASIL. CATALOGAÇÃO-NA-FONTE
SINDICATO NACIONAL DOS EDITORES DE LIVROS, RJ.

M829p

Moran, Michael J.
Princípios de termodinâmica para engenharia / Michael J. Moran, Howard N. Shapiro ; tradução e revisão técnica Gisele Maria Ribeiro Vieira. - Rio de Janeiro : LTC, 2009.

Tradução de: Fundamentals of engineering thermodynamics, 6th ed.
Inclui índice
ISBN 978-85-216-1689-4

1. Termodinâmica. I. Shapiro, Howard N. II. Título.

09-0976 CDD: 621.4021
CDU: 621.43.016

Prefácio

A consideração relativa à capacidade de os corpos quentes produzirem trabalho fez com que a termodinâmica se tornasse uma área formal de estudo no século XIX. Durante todo o século XX, aplicações da termodinâmica na engenharia ajudaram a abrir caminho para melhorias relativas ao bem-estar humano, com avanços em áreas essenciais, tais como transporte, geração de energia e sistemas de condicionamento de ar (aquecimento/resfriamento) de edificações. No século XXI, a termodinâmica continuará fornecendo conceitos e métodos essenciais para a detecção de questões fundamentais para a sociedade.

Entre os assuntos do século XXI em que a termodinâmica contribuirá significativamente estão incluídos o uso de combustíveis fósseis de modo mais eficaz, o apoio a tecnologias que envolvam energia renovável e o desenvolvimento de combustíveis mais eficientes para os sistemas de transporte. A termodinâmica terá papel em outras áreas críticas, atuando na atenuação do aquecimento global, da poluição atmosférica e da água. Também estão surgindo aplicações na bioengenharia, na nanotecnologia e em sistemas biomédicos. Este livro fornece as ferramentas necessárias para especialistas que trabalham em tais campos. Para não-especialistas, o livro fornece o conhecimento para a tomada de decisões que envolvam tecnologia relacionada à termodinâmica — no trabalho e como cidadãos informados.

A sexta edição leva em conta muitas dessas novas aplicações, mantendo a organização básica e o nível das edições anteriores. Foram inseridas diversas melhorias para tornar a aprendizagem do estudante mais eficaz. Entre essas, estão novos elementos de texto e aspectos particulares de projeto, que ajudam os estudantes a melhor compreender e aplicar o assunto em estudo. Com esta edição, continuamos a aplicar nossa pedagogia eficaz, mediante o uso de apresentações claras e concisas em um nível apropriado para os primeiros anos da faculdade, profundo desenvolvimento dos fundamentos e as mais recentes aplicações na engenharia.

Características Essenciais do Texto

Este texto mantém as características essenciais que o tornaram líder global em educação com relação à termodinâmica aplicada à engenharia.

- Desenvolve uma compreensão intuitiva da termodinâmica por meio do foco em interpretações físicas. Veja, por exemplo, a introdução ao balanço de energia para volumes de controle, na Seção 4.4, e a discussão dos corolários de Carnot, na Seção 5.6.2.
- Desenvolve os princípios básicos em um texto de leitura agradável e cativante, usando aplicações de interesse contemporâneo. Veja, por exemplo, *Bio...conexões* nas Seções 1.2.2, 4.3.2 e 4.9; *Energia e Meio Ambiente* nas Seções 2.1.1, 2.6.2 e 5.7.2 e *Novos Horizontes* nas Seções 2.2, 3.13.1 e 4.5.2.
- Ensina os estudantes a modelarem sistemas e resolverem problemas de engenharia que envolvam a termodinâmica. Nossa metodologia também estimula o raciocínio sistemático e ajuda os estudantes a reduzirem seus erros. Veja a Seção 1.9 e todos os problemas resolvidos.
- Apresenta uma ampla seleção de problemas em cada capítulo, organizada para auxiliar os estudantes a desenvolverem habilidades necessárias à engenharia, por meio de três formas:
  - **Conceitual.** Veja *Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros.*
  - **Construção de Habilidades.** Veja *Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia.*
  - **Projeto.** Veja *Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia.*

  Muitos dos problemas conceituais e de projeto tiveram origem nas cativantes discussões intituladas *Bio...conexões, Energia e Meio Ambiente* e *Novos Horizontes*, apresentadas ao longo do texto.
- Prepara os estudantes para o uso da termodinâmica na prática de engenharia através dos seguintes itens:
  - **Sólido desenvolvimento das áreas de aplicação.** Incluídos nos Caps. 8 a 14 estão amplos desenvolvimentos de ciclos de potência e de refrigeração, psicrometria, e combustão. A disposição destes assuntos permite que os professores possam escolher o nível mais adequado para os seus estudantes, que pode ir de breves introduções a estudos mais profundos.
  - **Ênfase em projeto de engenharia e análise.** Material específico relativo à questão de projeto está incluído na Seção 1.8: *Projeto de Engenharia e Análise* e na Seção 7.7: *Termoeconomia.*

Cada capítulo fornece cuidadosas sugestões de *Projetos e Problemas em Aberto* que permitem aos estudantes desenvolver o senso crítico na prática de engenharia e fortalecer uma variedade de habilidades tais como criatividade, capacidade de formular e solucionar problemas, capacidade de julgar e capacidade de expressar idéias.

- Emprega um desenvolvimento eficaz da segunda lei da termodinâmica. O texto destaca o *balanço de entropia* (Cap. 6), reconhecido mundialmente como o caminho mais eficiente para os estudantes aprenderem como aplicar a segunda lei. A apresentação da *análise exergética* (Caps. 7 e 13) também se tornou um modelo recente para a aprendizagem do assunto.
- Possibilita o uso de programas computacionais como modo de auxiliar na solução de problemas para um aprendizado mais profundo. No final de cada capítulo, os problemas identificados com um ícone de computador indicam a possibilidade de uso de programas computacionais apropriados. Todos esses problemas podem ser resolvidos por meio, por exemplo, do *Interactive Thermodynamics (IT)* ou do *Engineering Equation Solver (EES)*, que são programas computacionais interativos. Dicas para o uso de programas desse tipo, tal como o *IT*, são apresentadas em diversos locais ao longo do texto, começando na Seção 3.7. Tal como nas edições anteriores, a apresentação do texto é feita de uma forma cuidadosamente estruturada para que os professores que desejem omitir o uso de programas computacionais possam fazê-lo sem que se perca a continuidade do estudo.
- Estimula a flexibilidade nas unidades. O texto permite uma apresentação no Sistema Internacional de Unidades (SI) ou uma apresentação mista, envolvendo o Sistema Inglês e o SI. O uso cuidadoso das unidades e a aplicação sistemática dos fatores de conversão de unidades é enfatizado em todo o texto. Uma relação útil de fatores de conversão é apresentada no início do livro, para facilitar o acesso.
- Fornece muitos textos característicos que comprovadamente contribuem para um melhor aprendizado do estudante. Sabe-se que o primeiro curso de termodinâmica abrange muita matéria em um tempo curto. Para ajudar os estudantes a aprenderem e estudarem a matéria de maneira mais eficaz, foi incluída uma variedade de características para auxiliá-los. Essas características foram inseridas no início do livro, sob o título "Como Usar Este Livro de Forma Eficaz".

Novidades da Sexta Edição

- Cada capítulo inicia com um conjunto de **Objetivos de Aprendizagem**.
- Cada exemplo resolvido reforça habilidades específicas relacionadas com os objetivos de aprendizagem e é concluído com uma lista das **Habilidades Desenvolvidas** com a resolução do exemplo.
- Cada exemplo resolvido é seguido de um **Teste-Relâmpago** que possibilita ao estudante uma verificação imediata da compreensão de uma importante habilidade.
- Uma lista de **Equações Principais** foi incluída no final de cada capítulo para facilitar a referência e auxiliar no estudo.
- Novos pontos importantes e cativantes foram introduzidos ao longo do livro, denominados **Bio...conexões**, **Energia e Meio Ambiente** e **Novos Horizontes**. Esses pontos abrangem aplicações contemporâneas na biomedicina, na bioengenharia, no aproveitamento de recursos energéticos, na engenharia ambiental e em tecnologias emergentes.
- Os **problemas no final dos capítulos** foram **substancialmente atualizados**, considerando-se os três grupos em que estão dispostos: conceitual, construção de habilidades e projeto. Alguns foram construídos com base nas cativantes discussões, intituladas *Bio...conexões, Energia e Meio Ambiente* e *Novos Horizontes*, apresentadas ao longo do texto. Os problemas relativos à construção de habilidades são classificados sob títulos para facilitar sua seleção por professores e estudantes. Essa gama de problemas abrange desde exercícios para criar confiança, os quais ilustram conceitos básicos, até problemas mais desafiadores, que podem envolver diversos componentes e requerer um raciocínio mais elaborado. Assim como nas edições anteriores, uma quantidade generosa de problemas é apresentada.
- **Conteúdos novos e revistos testados em sala de aula** contribuem para a aprendizagem do estudante e a maior eficácia do professor:
  - A discussão relativa à medida de pressão foi expandida, com novos conteúdos sobre manômetros e barômetros na Seção 1.6.1.
  - Foi acrescentada a discussão sobre troca *líquida* radiante entre duas superfícies na Seção 2.4.2.

  - O Exemplo 3.6 considera uma situação em que é medido o valor calórico do óleo de cozinha.
  - Mais considerações detalhadas sobre a modelagem de bocais e difusores, turbinas, compressores e bombas, trocadores de calor e dispositivos de estrangulamento foram fornecidas nas Seções 4.6 a 4.10.
  - O Exemplo 4.6 considera a análise de um sistema de bombeamento.
  - Um *enunciado da segunda lei referente a entropia* foi introduzido na Seção 5.2.3. Isso permite que os professores possam escolher uma abordagem axiomática da segunda lei, suprimindo muitos detalhes do Cap. 5 e, se desejarem, indo diretamente aos desenvolvimentos relativos a entropia e ao balanço de entropia no Cap. 6.
  - A discussão sobre entropia e probabilidade foi expandida com novos conteúdos nas Seções 6.1.3 e 6.8.2, de modo a fornecer uma breve introdução relacionada à tecnologia que envolve a análise microscópica.
  - Com o foco em interpretações físicas e dando ênfase à relação da exergia com o uso de combustível fóssil, a introdução à análise exergética, nas Seções 7.1 a 7.5, foi feita em uma forma mais compreensível e abreviada.
  - *Revisões* sobre o modelo de gás ideal foram incluídas em locais estratégicos na Seção 6.5 (Tabela 6.1) e na Seção 9.1 (Tabela 9.1).
- Em resposta às necessidades dos estudantes e dos usuários em geral, foram incluídas **mudanças testadas em sala de aula**. Muitas contribuem para uma apresentação de certos conteúdos *em um momento mais adequado*.
  - Para enfatizar o papel central de uma modelagem eficiente na análise de engenharia, foi adotada a expressão mais descritiva *Modelo de Engenharia* em nossa metodologia de solução (Seção 1.9), no lugar do termo *Hipóteses*.
  - A introdução aos *processos de quase-equilíbrio* passou do Cap. 1 para a Seção 2.2.5.
  - A introdução aos *ciclos termodinâmicos* passou do Cap. 1 para a Seção 2.6.
  - A discussão sobre *fase* e *substância pura* passou do Cap. 1 para a Seção 3.1.1.
  - As discussões sobre *termômetro a gás de volume constante* e *escala de temperatura de um gás* passaram do Cap. 1 para a Seção 5.8.2.
  - O desenvolvimento da *integral de Clausius* passou do Cap. 6 para a Seção 5.11. Isto traz todo o conteúdo introdutório de ciclo relativo à segunda lei para o Cap. 5 e permite que o Cap. 6 lide exclusivamente com entropia e balanço de entropia.

Suplementos para Professores e Estudantes

Encontram-se disponíveis no site da LTC, www.ltceditora.com.br, materiais suplementares. Para baixar estes materiais, na página do livro, clique na aba Suplementos. Você será automaticamente direcionado ao portal de relacionamentos e receberá instruções de como proceder.

Cursos para Aplicação

Este livro pode ser aplicado a diferentes cursos de graduação, tais como física, química, engenharia mecânica, engenharia química, engenharia de materiais, engenharia elétrica, entre outros. Pode ser utilizado também, de forma mais profunda, em alguns cursos de pós-graduação que envolvem o assunto. No curso de graduação em engenharia mecânica, por exemplo, pode ser utilizado como livro-texto da disciplina Termodinâmica. Esta disciplina pode ser ministrada em um semestre, em forma condensada, ou em dois semestres. Além disso, pode servir de apoio a outras disciplinas do curso, tais como Sistemas Térmicos, Máquinas Térmicas, Refrigeração e Climatização.

Agradecimentos

Agradecemos aos muitos usuários de nossas edições anteriores, estabelecidos em mais de 200 universidades e faculdades nos Estados Unidos e no Canadá, bem como em todo o mundo, que contribuíram para esta revisão através de seus comentários e críticas construtivas. Devemos agradecimentos especiais a Stephen McClain, da University of Alabama, em Birmingham, e a Margaret Drake, da Ohio State University, pelas contribuições com relação aos problemas desta edição. Agradecemos

também a Daren Daugaard, da University of Texas em San Antonio, pela ajuda no desenvolvimento do curso *WileyPLUS*.

Outros que contribuíram para o desenvolvimento desta edição estão listados a seguir. Apreciamos profundamente as contribuições recebidas.

John Abraham, *Purdue University*
Suresh Aggarwal, *University of Illinois, Chicago*
Gregory A. Buck, *South Dakota School of Mines and Technology*
Seth Butler, *Ohio State University*
Sahraoui Chaieb, *University of Illinois, Urbana Champaign*
Ashley Emery, *University of Washington*
David Erickson, *Cornell University*
Andrei G. Fedorov, *Georgia Institute of Technology*
Donald L. Fenton, *Kansas State University*
Mohamed A. Gaballa, *University of Arizona*
Afshin Ghajar, *Oklahoma State University*
S. Mostafa Ghiaasiaan, *Georgia Institute of Technology*
Sarah Gong, *University of Wisconsin, Milwaukee*
Matthew R. Jones, *Brigham Young University*
A. Murty Kanury, *Oregon State University*
Amir Karimi, *University of Texas, San Antonio*
Andrew Kean, *Cal Poly San Luis Obispo*
Joseph Kmec, *Purdue University*
Wayne B. Krause, *South Dakota School of Mines and Technology*
John R. Lloyd, *Michigan State University*
Edward Lumsdaine, *Michigan Technological University*
Adam Mahaffey, *Ohio State University*
Sandip Mazumder, *Ohio State University*
Donna J. Michalek, *Michigan Technological University*
Sohail Murad, *University of Illinois, Chicago*
Keiko Nomura, *University of California, San Diego*
Laurent Pilon, *University of California, Los Angeles*
R. P. Roy, *Arizona State University, Tempe*
Harry J Sauer, *University of Missouri, Rolla*
Brian Savilonis, *Worcester Polytechnic Institute*
Enrico Sciubba, *University of Rome (Italy)*
Ahmad K. Sleiti, *University of Central Florida*
Paul Sojka, *Purdue University*
Charles Stanier, *University of Iowa*
George Tsatsaronis, *Technical University of Berlin (Alemanha)*
Etim Ubong, *Kettering University*
Antonio Valero, *University of Zargoza (Espanha)*
Jon Van Gerpen, *University of Idaho*
R. J. Watkins, *United States Naval Academy*
Ebtisam S. Wilkins, *University of New Mexico, Albuquerque*
Nathan Williams, *United States Naval Academy*
Nicholas Zabaras, *Cornell University*

Também reconhecemos os esforços de diversos membros da John Wiley and Sons, Inc., organização que contribuiu com seus talentos e sua energia para esta edição. Aplaudimos o profissionalismo e o compromisso de todos eles.

Sentimo-nos extremamente gratificados pela boa acolhida deste livro, e nos empenhamos para torná-lo ainda mais eficaz nesta sexta edição. Como sempre, comentários, críticas e sugestões dos leitores serão muito bem-vindos. Finalmente, deve ser do interesse de muitos leitores ter conhecimento de que, durante o desenvolvimento desta edição, Howard Shapiro passou a trabalhar na *Wayne State University*, onde atua como vice-presidente associado nos Programas de Graduação e Educação Geral e como Professor de Engenharia Mecânica.

Michael J. Moran
moran.4@osu.edu

Howard N. Shapiro
hshapiro@wayne.edu

Comentários e Sugestões

Apesar dos melhores esforços dos autores, da tradutora, do editor e dos revisores, é inevitável que surjam erros no texto. Assim, são bem-vindas as comunicações de usuários sobre correções ou sugestões referentes ao conteúdo ou ao nível pedagógico que auxiliem o aprimoramento de edições futuras. Encorajamos os comentários dos leitores que podem ser encaminhados à LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda., uma editora integrante do GEN | Grupo Editorial Nacional, no endereço: Travessa do Ouvidor 11 – Rio de Janeiro, RJ – CEP 20040-040 ou ao endereço eletrônico

Sumário

1 *Conceitos Introdutórios e Definições* 1
1.1 Usando a Termodinâmica 2
1.2 Definindo Sistemas 2
1.3 Descrevendo Sistemas e Seus Comportamentos 5
1.4 Medindo Massa, Comprimento, Tempo e Força 7
1.5 Volume Específico 9
1.6 Pressão 10
1.7 Temperatura 13
1.8 Projeto de Engenharia e Análise 16
1.9 Metodologia para a Solução de Problemas de Termodinâmica 17
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 20

2 *Energia e a Primeira Lei da Termodinâmica* 27
2.1 Revendo os Conceitos Mecânicos de Energia 28
2.2 Ampliando Nosso Conhecimento sobre Trabalho 31
2.3 Ampliando Nosso Conhecimento sobre Energia 40
2.4 Transferência de Energia por Calor 40
2.5 Contabilizando a Energia: Balanço de Energia para Sistemas Fechados 44
2.6 Análise de Energia para Ciclos 55
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 57

3 *Avaliando Propriedades* 69
3.1 Conceitos Introdutórios 70
Avaliando Propriedades: Considerações Gerais 71
3.2 Relação p—v—T 71
3.3 Estudando Mudança de Fase 74
3.4 Obtendo Propriedades Termodinâmicas 76
3.5 Avaliando Pressão, Volume Específico e Temperatura 77
3.6 Avaliando a Energia Interna Específica e a Entalpia 82
3.7 Avaliando Propriedades Utilizando Programas de Computador 84
3.8 Aplicando o Balanço de Energia Usando Propriedades Tabeladas e Programas de Computador 85
3.9 Apresentando os Calores Específicos C_v e C_p 90
3.10 Avaliando Propriedades de Líquidos e Sólidos 91
3.11 Diagrama Generalizado de Compressibilidade 94
Avaliando Propriedades com o Uso do Modelo de Gás Ideal 99
3.12 Apresentando o Modelo de Gás Ideal 99
3.13 Energia Interna, Entalpia e Calores Específicos de Gases Ideais 102
3.14 Aplicando o Balanço de Energia Utilizando Tabelas de Gás Ideal, Calores Específicos Constantes e Programas de Computador 104
3.15 Relações de Processos Politrópicos 111
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 113

4 *Análise do Volume de Controle Utilizando Energia* 125
4.1 Conservação de Massa para um Volume de Controle 126
4.2 Formas do Balanço de Massa em Termos de Taxa 127
4.3 Aplicações do Balanço da Taxa de Massa 129
4.4 Conservação de Energia para um Volume de Controle 133
4.5 Análise de Volumes de Controle em Regime Permanente 135
4.6 Bocais e Difusores 138
4.7 Turbinas 140
4.8 Compressores e Bombas 142
4.9 Trocadores de Calor 146
4.10 Dispositivos de Estrangulamento 151
4.11 Integração de Sistemas 153
4.12 Análise Transiente 156
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 165

5 *A Segunda Lei da Termodinâmica* 181
5.1 Introduzindo a Segunda Lei 182
5.2 Enunciados da Segunda Lei 184
5.3 Identificando Irreversibilidades 187
5.4 Interpretando o Enunciado de Kelvin-Planck 190
5.5 Aplicando a Segunda Lei a Ciclos Termodinâmicos 191
5.6 Aspectos da Segunda Lei de Ciclos de Potência Interagindo com Dois Reservatórios 191
5.7 Aspectos da Segunda Lei Relativos aos Ciclos de Refrigeração e Bomba de Calor Interagindo com Dois Reservatórios 192
5.8 As Escalas de Temperatura Kelvin e Internacional 195
5.9 Medidas de Desempenho Máximo para Ciclos Operando entre Dois Reservatórios 197
5.10 Ciclo de Carnot 202
5.11 A Desigualdade de Clausius 204
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 206

6 *Utilizando a Entropia* 217
6.1 Entropia — Uma Propriedade do Sistema 218
6.2 Obtendo Valores de Entropia 219
6.3 Utilizando as Equações $T\,dS$ 222
6.4 Variação de Entropia para uma Substância Incompressível 223
6.5 Variação de Entropia de um Gás Ideal 223
6.6 Variação de Entropia em Processos Internamente Reversíveis 226
6.7 Balanço de Entropia para Sistemas Fechados 229
6.8 Sentido dos Processos 235

6.9 Balanço da Taxa de Entropia para Volumes de Controle 239
6.10 Balanços de Taxas para Volumes de Controle em Regime Permanente 240
6.11 Processos Isoentrópicos 247
6.12 Eficiências Isoentrópicas de Turbinas, Bocais, Compressores e Bombas 252
6.13 Calor e Trabalho em Processos Internamente Reversíveis em Regime Permanente 259
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 263

7 Análise da Exergia 281

7.1 Apresentação da Exergia 282
7.2 Conceituação de Exergia 282
7.3 Exergia de um Sistema 284
7.4 Balanço de Exergia para Sistemas Fechados 289
7.5 Balanço da Taxa de Exergia para Volumes de Controle em Regime Permanente 296
7.6 Eficiência Exergética (ou da Segunda Lei) 306
7.7 Termoeconomia 311
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 316

8 Sistemas de Potência a Vapor 331

8.1 Modelagem dos Sistemas de Potência a Vapor 332
8.2 Análise dos Sistemas de Potência a Vapor — Ciclo de Rankine 333
8.3 Melhora do Desempenho — Superaquecimento e Reaquecimento 344
8.4 Melhora do Desempenho — Ciclo de Potência a Vapor Regenerativo 349
8.5 Outros Aspectos do Ciclo a Vapor 358
8.6 Estudo de Caso: Considerações sobre a Exergia de uma Planta de Potência a Vapor 360
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 367

9 Sistemas de Potência a Gás 377

Motores de Combustão Interna 378
9.1 Apresentação da Terminologia do Motor 378
9.2 Ciclo de Ar-Padrão Otto 379
9.3 Ciclo de Ar-Padrão Diesel 384
9.4 Ciclo de Ar-Padrão Dual 388
Instalações de Potência com Turbinas a Gás 390
9.5 Modelando Instalações de Potência com Turbinas a Gás 390
9.6 Ciclo de Ar-Padrão Brayton 391
9.7 Turbinas a Gás Regenerativas 400
9.8 Turbinas a Gás Regenerativas com Reaquecimento e Inter-Resfriamento 403
9.9 Turbinas a Gás para Propulsão de Aeronaves 412
9.10 Ciclo de Potência Combinado de Turbina a Gás e a Vapor 416
9.11 Ciclos Ericsson e Stirling 420
Escoamento Compressível através de Bocais e Difusores 421
9.12 Conceitos Preliminares do Escoamento Compressível 421
9.13 Análise do Escoamento Unidimensional Permanente em Bocais e Difusores 425
9.14 Escoamento de Gases Ideais com Calores Específicos Constantes em Bocais e Difusores 429
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 437

10 Sistemas de Refrigeração e de Bombas de Calor 449

(Projeto)

10.1 Sistemas de Refrigeração a Vapor 450
10.2 Análise dos Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor 452
10.3 Propriedades dos Refrigerantes 458
10.4 Sistemas de Compressão de Vapor em Cascata e em Multiestágio 459
10.5 Refrigeração por Absorção 461
10.6 Sistemas de Bombas de Calor 462
10.7 Sistemas de Refrigeração a Gás 464
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 469

11 Relações Termodinâmicas 477

11.1 Utilização das Equações de Estado 478
11.2 Relações Matemáticas Importantes 483
11.3 Desenvolvimento de Relações entre Propriedades 486
11.4 Cálculo das Variações de Entropia, Energia Interna e Entalpia 491
11.5 Outras Relações Termodinâmicas 499
11.6 Construção das Tabelas de Propriedades Termodinâmicas 504
11.7 Diagramas Generalizados para Entalpia e Entropia 508
11.8 Relações p—v—T para Misturas de Gases 514
11.9 Análise dos Sistemas Multicomponentes 518
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 528

12 Mistura de Gases Ideais e Aplicações à Psicrometria 539

(Projeto)

Misturas de Gases Ideais: Considerações Gerais 540
12.1 Descrição da Composição da Mistura 540
12.2 Relacionando p, V e T para Misturas de Gases Ideais 543
12.3 Estimativa de U, H, S e Calores Específicos 544
12.4 Análise de Sistemas que Envolvem Misturas 546
Aplicações da Psicrometria 557
12.5 Apresentação dos Princípios da Psicrometria 558
12.6 Psicrômetros: Medição das Temperaturas de Bulbo Úmido e de Bulbo Seco 567
12.7 Cartas Psicrométricas 568
12.8 Análise de Processos de Condicionamento de Ar 569
12.9 Torres de Resfriamento 583
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 585

13 Misturas Reagentes e Combustão 597

Fundamentos de Combustão 598
13.1 Introdução à Combustão 598
13.2 Conservação da Energia — Sistemas Reagentes 605
13.3 Determinação da Temperatura Adiabática de Chama 616
13.4 Células de Combustível 619
13.5 Entropia Absoluta e Terceira Lei da Termodinâmica 621
Exergia Química 628
13.6 Introdução à Exergia Química 628
13.7 Exergia Química-Padrão 631
13.8 Resumo de Exergia 634
13.9 Eficiências Exergéticas (Segunda Lei) de Sistemas Reagentes 637
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 640

14 Equilíbrio de Fases e Químico 651

Fundamentos do Equilíbrio 652
14.1 Introduzindo Critérios de Equilíbrio 652
14.2 Equação de Reação de Equilíbrio 656
14.3 Cálculo de Composições de Equilíbrio 657
14.4 Mais Exemplos da Utilização da Constante de Equilíbrio 665
Equilíbrio de Fases 673
14.5 Equilíbrio entre Duas Fases de uma Substância Pura 674
14.6 Equilíbrio de Sistemas Multicomponentes e Multifásicos 675
Resumo do Capítulo e Guia de Estudo 679

Apêndice Tabelas, Figuras e Diagramas 685

Índice de Tabelas em Unidades do SI 685
Índice de Tabelas em Unidades Inglesas 733
Índice de Figuras e Diagramas 781
Respostas 793

Índice 796

Princípios de Termodinâmica para Engenharia

Conceitos Introdutórios e Definições

Contexto de Engenharia

Embora aspectos da termodinâmica tenham sido estudados desde os tempos antigos, seu estudo formal começou nos primórdios do século XIX através da consideração relativa à capacidade de os corpos quentes produzirem trabalho. Hoje o escopo é mais abrangente. Atualmente a termodinâmica fornece conceitos e métodos essenciais para detectar questões críticas para o século XXI, tais como o uso de combustíveis fósseis de forma mais eficaz, o apoio a tecnologias envolvendo energia renovável e o desenvolvimento de mais combustíveis eficientes para os meios de transporte. Também são críticas as questões referentes às emissões de gases de efeito estufa e à poluição do ar e da água.

A termodinâmica é simultaneamente um ramo da física e das ciências da engenharia. O cientista está normalmente interessado em obter uma compreensão básica do comportamento físico e químico de quantidades fixas de matéria em repouso, e utiliza os princípios da termodinâmica para relacionar as propriedades da matéria. Os engenheiros estão geralmente interessados em estudar *sistemas* e como eles interagem com as suas *vizinhanças*. Assim, para facilitar, a termodinâmica abrange o estudo de sistemas que admitem fluxo de massa, incluindo bioengenharia e sistemas biomédicos.

O **objetivo** deste capítulo é o de apresentar ao leitor alguns dos conceitos e definições fundamentais usados no nosso estudo de termodinâmica aplicada à engenharia. Na maioria dos casos a apresentação é breve, e explicações adicionais podem ser encontradas nos capítulos subseqüentes.

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo estará apto a....

✓ demonstrar conhecimento de diversos conceitos fundamentais usados ao longo deste livro... incluindo sistema fechado, volume de controle, fronteira e vizinhanças, propriedade, estado, processo, a distinção entre propriedades extensivas e intensivas, e equilíbrio.

✓ aplicar as unidades SI e as unidades inglesas de Engenharia, incluindo as unidades para o volume específico, a pressão e a temperatura.

✓ trabalhar com as escalas de temperatura Kelvin, Rankine, Celsius e Fahrenheit.

✓ aplicar a metodologia de solução de problemas usada neste livro.

1.1 Usando a Termodinâmica

Os engenheiros utilizam os princípios extraídos da termodinâmica e de outras ciências da engenharia, tais como a mecânica dos fluidos e a transmissão de calor e massa, para analisar e projetar sistemas com o objetivo de atender às necessidades humanas. O amplo espectro de aplicações desses princípios está sugerido na Tabela 1.1, que lista algumas das áreas em que a termodinâmica aplicada à engenharia é relevante.

Os engenheiros buscam obter projetos otimizados e de melhor desempenho, medido por fatores como o aumento na produção de algum produto desejado, uma redução na demanda de um produto escasso, uma diminuição nos custos totais ou um menor impacto ambiental. Os princípios da termodinâmica aplicada à engenharia exercem papel importante no atendimento dessas metas.

1.2 Definindo Sistemas

Um passo importante em qualquer análise em engenharia consiste em descrever de forma precisa o que está sendo estudado. Em mecânica, se a trajetória de um corpo deve ser determinada, normalmente o primeiro passo é definir um *corpo livre* e identificar todas as forças exercidas por outros corpos sobre ele. A segunda lei do movimento de Newton é então aplicada. Na termodinâmica o termo *sistema* é usado para identificar o objeto da análise. Uma vez que o sistema é definido e as interações relevantes com os outros sistemas são identificadas, uma ou mais leis ou relações físicas são aplicadas.

sistema

O ***sistema*** é tudo aquilo que desejamos estudar. Ele pode ser tão simples como um corpo livre ou tão complexo como uma refinaria química inteira. Podemos desejar estudar uma quantidade de matéria contida em um tanque fechado e de paredes rígidas, ou considerar algo como o escoamento de gás natural em um gasoduto. A composição da matéria dentro de um sistema pode ser fixa ou variar em função de reações químicas ou nucleares. A forma ou o volume do sistema que está sendo analisado não é necessariamente constante, como no caso de um gás no interior de um cilindro comprimido por um pistão ou quando um balão é inflado.

vizinhanças
fronteira

Tudo o que é externo ao sistema é considerado parte das ***vizinhanças*** do sistema. O sistema é distinguido de suas vizinhanças por uma ***fronteira*** especificada, que pode estar em repouso ou em movimento. Você verá que as interações entre o sistema e suas vizinhanças, que ocorrem ao longo da fronteira, representam uma parte importante na termodinâmica aplicada à engenharia.

Dois tipos básicos de sistema são estudados neste livro. Eles são denominados, respectivamente, *sistemas fechados* e *volumes de controle*. Um sistema fechado refere-se a uma quantidade fixa de matéria, enquanto um volume de controle é uma região do espaço através da qual pode ocorrer fluxo de massa. O termo *massa de controle* é usado algumas vezes no lugar de sistema fechado, e o termo *sistema aberto* é usado como alternativa para volume de controle. Quando os termos massa de controle e volume de controle são usados a fronteira do sistema é freqüentemente chamada de *superfície de controle*.

1.2.1 Sistemas Fechados

sistema fechado

Um ***sistema fechado*** é definido quando uma determinada quantidade de matéria encontra-se em estudo. Um sistema fechado sempre contém a mesma quantidade de matéria. Não pode ocorrer fluxo de massa através de suas fronteiras. Um tipo especial de sistema fechado que não interage de modo algum com suas vizinhanças é denominado ***sistema isolado***.

sistema isolado

A Fig. 1.1 mostra um gás em um conjunto cilindro-pistão. Quando as válvulas estão fechadas podemos considerar o gás como um sistema fechado. A fronteira encontra-se somente no interior das paredes do cilindro e do pistão, como mostram as linhas tracejadas na figura. Como a fronteira entre o gás e o pistão se move com o pistão, o volume do sistema varia. Nenhuma massa atravessa essa fronteira ou qualquer outra parte do contorno. Se a combustão ocorrer, a composição do sistema muda conforme a mistura inicial de combustível se transforma nos produtos da combustão.

1.2.2 Volumes de Controle

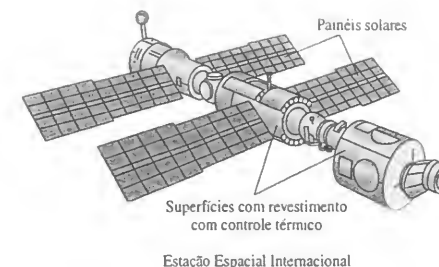
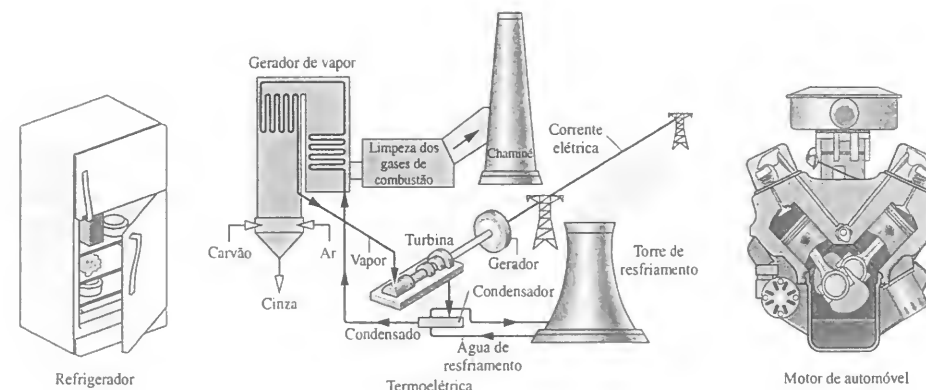
Nas seções subseqüentes deste livro as análises termodinâmicas serão realizadas em dispositivos como turbinas e bombas através das quais a massa flui. Essas análises podem ser conduzidas, a princípio, estudando-se uma certa quantidade de matéria, um sistema fechado, à medida que ela passa através do dispositivo. No entanto, em vez da análise anterior, na maioria dos casos é mais simples pensar em termos de uma certa região do espaço através da qual há fluxo de massa. Nessa abordagem estuda-se uma *região* delimitada por uma fronteira prescrita. Essa região é chamada de ***volume de controle***. A massa pode cruzar a fronteira de um volume de controle.

volume de controle

A Fig. 1.2*a* mostra o diagrama de uma máquina. As linhas tracejadas definem o volume de controle que envolve a máquina. Observe que ar, combustível e gases de exaustão atravessam a fronteira. Um esquema como o da Fig. 1.2*b* usualmente é suficiente para a análise de engenharia.

Tabela 1.1

Algumas Áreas de Utilização da Termodinâmica Aplicada à Engenharia

Sistemas de propulsão de aeronaves e foguetes
Sistemas alternativos de energia
  Células combustíveis
  Sistemas geotérmicos
  Conversores magneto-hidrodinâmicos (MHD)
  Geração de potência por energia térmica dos oceanos, energia das ondas e marés
  Geração de potência, aquecimento e resfriamento ativados por energia solar
  Dispositivos termoelétricos e termoiônicos
  Turbinas eólicas
Motores de automóveis
Aplicações na bioengenharia
Aplicações biomédicas
Sistemas de combustão
Compressores, bombas
Resfriamento de equipamentos eletrônicos
Sistemas criogênicos, separação e liquefação de gases
Usinas de força movidas a combustível fóssil e nuclear
Sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado
  Refrigeração por absorção e bombas de calor
  Refrigeração por compressão de vapor e bombas de calor
Turbinas a gás e a vapor
  Produção de potência
  Propulsão

Estação Espacial Internacional

Refrigerador

Termoelétrica

Motor de automóvel

Motor turbojato

Traquéia
Pulmão
Coração

Aplicações biomédicas

Bio. conexões

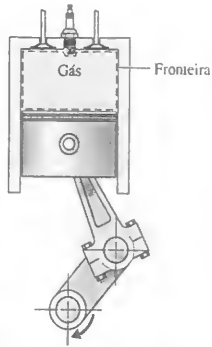
Os seres vivos e seus órgãos podem ser estudados como volumes de controle. Para o animal de estimação mostrado na Fig. 1.3*a*, ar, comida e bebida são essenciais para manter a vida e as atividades que entram através da fronteira, e para a saída dos produtos que não serão utilizados. Um esquema como o da Fig. 1.3*b* pode ser suficiente para uma análise biológica. Órgãos particulares, como o coração, também podem ser estudados como volumes de controle. Conforme está ilustrado na Fig. 1.4, as plantas podem ser estudadas sob o ponto de vista de um volume de controle. A radiação solar é usada para a produção de substâncias químicas essenciais nas plantas por meio da *fotossíntese*. Durante a fotossíntese as plantas retiram dióxido de carbono da atmosfera e liberam oxigênio para a mesma. As plantas também absorvem água e nutrientes através de suas raízes.

Gás — Fronteira

Fig. 1.1 Sistema fechado: um gás em um conjunto cilindro-pistão.

1.2.3 Selecionando a Fronteira do Sistema

É essencial que a fronteira do sistema seja cuidadosamente delineada antes do procedimento da análise termodinâmica. Entretanto, o mesmo fenômeno físico freqüentemente pode ser analisado com escolhas alternativas do sistema, fronteira e vizinhanças. A escolha de uma determinada fronteira que define um certo sistema depende profundamente da conveniência que essa escolha proporciona à análise subseqüente.

Em geral, a escolha da fronteira de um sistema é determinada por duas considerações: (1) o que é conhecido sobre o possível sistema, particularmente nas suas fronteiras, e (2) o objetivo da análise.

➥ **POR EXEMPLO...** A Fig. 1.5 mostra um esboço de um compressor de ar conectado a um tanque de armazenamento. A fronteira do sistema mostrado na figura engloba o compressor, o tanque e toda a tubulação. Essa fronteira poderia ser selecionada se a corrente elétrica de alimentação fosse conhecida e o objetivo da análise fosse determinar quanto tempo o compressor deve operar até que a pressão no tanque alcance um valor especificado. Como a massa atravessa a fronteira, o sistema pode ser um volume de controle. Um volume de controle englobando apenas o compressor poderia ser escolhido se a condição de entrada e saída de ar do compressor fosse conhecida e o objetivo fosse determinar a potência elétrica de acionamento. ◄

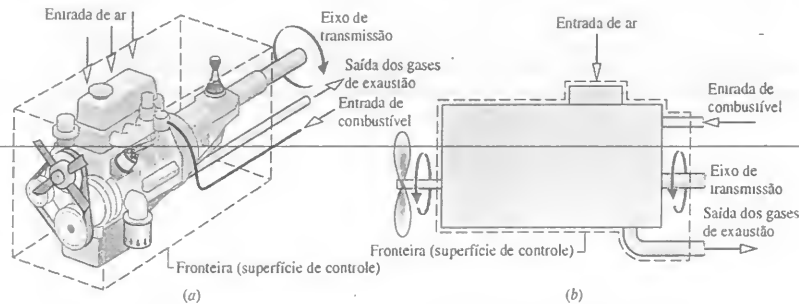



Fig. 1.2 Exemplo de um volume de controle (sistema aberto). Um motor de automóvel.

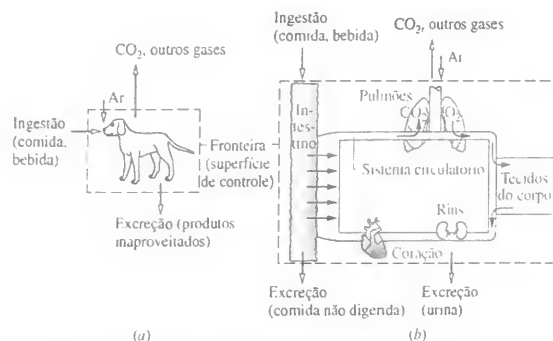



Fig. 1.3 Exemplo de um volume de controle (sistema aberto) em biologia

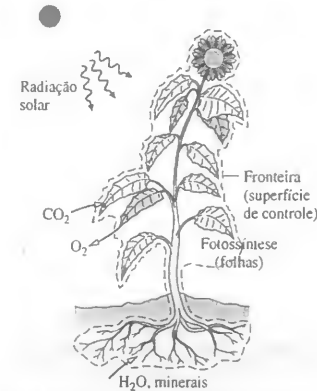



Fig. 1.4 Exemplo de um volume de controle (sistema aberto) em botânica.

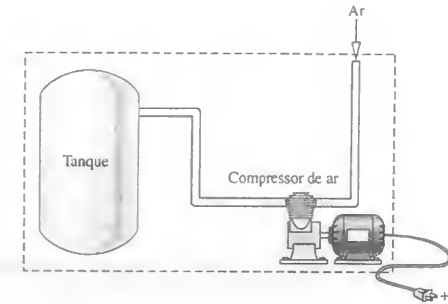



Fig. 1.5 Compressor de ar e tanque de armazenamento.

1.3 Descrevendo Sistemas e Seus Comportamentos

Os engenheiros estão interessados em estudar sistemas e como eles interagem com suas vizinhanças. Nesta seção, introduziremos diversos termos e conceitos usados para descrever sistemas e como eles se comportam.

1.3.1 Pontos de Vista Macroscópico e Microscópico da Termodinâmica

Os sistemas podem ser estudados sob o ponto de vista macroscópico ou microscópico. A abordagem macroscópica da termodinâmica está preocupada com o comportamento geral ou global. Isso algumas vezes é chamado de termodinâmica *clássica*. Nenhum modelo da estrutura da matéria em níveis molecular, atômico e subatômico é utilizado diretamente na termodinâmica clássica. Embora o comportamento dos sistemas seja afetado pela estrutura molecular, a termodinâmica clássica permite que importantes aspectos do comportamento de um sistema sejam avaliados partindo da observação do sistema global.

A abordagem microscópica da termodinâmica, conhecida como termodinâmica *estatística*, se preocupa diretamente com a estrutura da matéria. O objetivo da termodinâmica estatística é caracterizar por meios estatísticos o comportamento médio das partículas que compõem o sistema de interesse e relacionar essa informação com o comportamento macroscópico observado do sistema. Para aplicações envolvendo *lasers*, plasmas, escoamento de gases em alta velocidade, cinética química, temperaturas extremamente baixas (criogenia) e outras, os métodos da termodinâmica estatística são essenciais. A abordagem microscópica é utilizada neste livro para interpretar a *energia interna* no Cap. 2 e a *entropia* no Cap. 6. Além disso, conforme é mencionado no Cap. 3, a abordagem microscópica exerce um papel fundamental no desenvolvimento de certos dados, como, por exemplo, os *calores específicos de gases ideais*.

Para uma vasta gama de aplicações na engenharia, a termodinâmica clássica não apenas fornece uma abordagem consideravelmente mais direta para a análise e o projeto, mas também requer menor complexidade matemática. Por essas razões, o ponto de vista macroscópico é o adotado neste livro. Finalmente, efeitos relativísticos não são significativos para os sistemas considerados neste livro.

1.3.2 Propriedade, Estado e Processo

Para descrever um sistema e prever seu comportamento é necessário o conhecimento de suas propriedades e de como estas propriedades estão relacionadas. Uma ***propriedade*** é uma característica macroscópica de um sistema, tal como massa, volume, energia, pressão e temperatura, para as quais um valor numérico pode ser atribuído em um dado tempo sem o conhecimento do comportamento prévio (*história*) do sistema.

propriedade

A palavra ***estado*** refere-se à condição de um sistema como descrito por suas propriedades. Já que existem normalmente relações entre as propriedades de um sistema, com freqüência o estado pode ser especificado fornecendo-se o valor de um subconjunto dessas propriedades. Todas as outras propriedades podem ser determinadas a partir dessas poucas.

estado

processo

regime permanente

Quando qualquer uma das propriedades de um sistema é alterada, ocorre uma mudança de estado e diz-se que o sistema percorreu um ***processo***. Um processo é uma transformação de um estado a outro. Entretanto, se um sistema exibe o mesmo valor de suas propriedades em dois tempos distintos ele está no mesmo estado nesses tempos. Um sistema é dito em ***regime permanente*** se nenhuma de suas propriedades varia com o tempo.

Muitas propriedades são consideradas no decorrer de nosso estudo sobre termodinâmica aplicada à engenharia. A termodinâmica também trata de grandezas que não são propriedades, como taxas de vazões mássicas e transferência de energia por trabalho e calor. Exemplos adicionais de grandezas que não são propriedades são fornecidos nos capítulos subseqüentes. Uma maneira de distinguir propriedades de *não*-propriedades pode ser encontrada no boxe a seguir.

Distinguindo Propriedades de Não-Propriedades

Em um dado estado, cada propriedade possui um valor definido que pode ser atribuído sem o conhecimento de como o sistema alcançou aquele estado. Logo, a mudança no valor de uma propriedade quando o sistema é alterado de um estado para outro é determinada somente pelos dois estados extremos, e é independente do caminho particular pelo qual a variação de estado ocorreu. Ou seja, a mudança é independente dos detalhes do processo. Reciprocamente, se o valor de uma grandeza é independente do processo entre dois estados, então essa grandeza corresponde à variação de uma propriedade. Isso fornece um teste para determinar se uma grandeza é uma propriedade: ***Uma grandeza é uma propriedade se, e somente se, sua mudança de valor entre dois estados é independente do processo.*** Segue-se que, se o valor de uma determinada grandeza depende dos detalhes do processo e não apenas dos estados extremos, essa grandeza não pode ser uma propriedade.

1.3.3 Propriedades Extensivas e Intensivas

propriedade extensiva

As propriedades termodinâmicas podem ser classificadas em duas classes gerais: extensivas e intensivas. Uma propriedade é chamada ***extensiva*** se seu valor para o sistema como um todo é a soma de seus valores para as partes nas quais o sistema é dividido. Massa, volume, energia e muitas outras propriedades que serão apresentadas posteriormente são extensivas. As propriedades extensivas dependem do tamanho ou da extensão de um sistema. As propriedades extensivas de um sistema podem variar com o tempo, e muitas análises termodinâmicas consistem basicamente em avaliar cuidadosamente as variações de propriedades extensivas, tais como massa e energia, à medida que um sistema interage com suas vizinhanças.

propriedade intensiva

Propriedades ***intensivas*** não são aditivas no sentido considerado anteriormente. Seus valores são independentes do tamanho ou da extensão de um sistema, e podem variar de local para local no interior de um sistema em qualquer momento. Assim, propriedades intensivas podem ser funções da posição e do tempo, enquanto propriedades extensivas podem variar somente com o tempo. O volume específico (Seção 1.5), a pressão e a temperatura são propriedades intensivas importantes; muitas outras propriedades intensivas serão introduzidas em capítulos subseqüentes.

➡ **POR EXEMPLO...** para ilustrar a diferença entre propriedades intensivas e extensivas, considere uma porção de matéria com temperatura uniforme e imagine que ela é composta de várias partes, como ilustrado na Fig. 1.6. A massa do conjunto é a soma das massas das partes, e o volume total é a soma dos volumes das partes. No entanto, a temperatura do todo não é a soma da temperatura das partes; é a mesma para cada parte. A massa e o volume são propriedades extensivas, mas a temperatura é uma propriedade intensiva. ⬅

1.3.4 Equilíbrio

equilíbrio

A termodinâmica clássica enfatiza principalmente os estados de equilíbrio e as mudanças de um estado de equilíbrio a outro. Assim, o conceito de ***equilíbrio*** é fundamental. Em mecânica equilíbrio significa uma condição de estabilidade mantida por uma igualdade de forças que se opõem. Em termodinâmica esse conceito é mais abrangente, incluindo não apenas um equilíbrio de forças, mas também um equilíbrio de outras influências. Cada tipo de influência refere-se a um aspecto particular ou geral do equilíbrio termodinâmico. Consoante com esse fato, vários tipos de equilíbrio devem existir individualmente para se estabelecer a condição de total equilíbrio; entre estes estão os equilíbrios mecânico, térmico, de fase e químico.

Os critérios para esses quatro tipos de equilíbrio serão considerados em discussões subseqüentes. Pode-se fazer um teste para verificar se o sistema está em equilíbrio termodinâmico através do seguinte procedimento: isole o sistema de suas vizinhanças e aguarde por mudanças em suas propriedades observáveis. Se não ocorrerem mudanças, concluímos que o sistema estava em equilíbrio no momento em que foi isolado. Pode-se dizer que o sistema está em um ***estado de equilíbrio***.

estado de equilíbrio

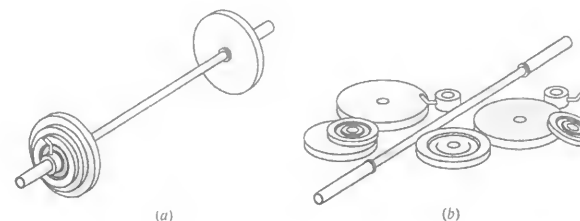



Fig. 1.6 Figura utilizada para discutir os conceitos de propriedade extensiva e intensiva

Quando um sistema está isolado ele não pode interagir com suas vizinhanças; entretanto, seu estado pode mudar como uma conseqüência de eventos espontâneos que estejam ocorrendo internamente, à medida que suas propriedades intensivas, tais como a temperatura e a pressão, tendam a valores uniformes. Quando todas essas mudanças cessam o sistema está em equilíbrio. No equilíbrio a temperatura é uniforme ao longo do sistema. Também a pressão pode ser considerada uniforme, desde que o efeito da gravidade não seja significativo; caso contrário, pode existir uma variação de pressão, como em uma coluna vertical de líquido.

Não há exigência de que um sistema que passa por um processo esteja em equilíbrio *durante* o processo. Alguns ou todos os estados intermediários podem ser estados de não-equilíbrio. Para muitos desses processos estamos limitados ao conhecimento do estado antes de o processo ocorrer e do estado depois que o processo é completado.

1.4 Medindo Massa, Comprimento, Tempo e Força

Quando os cálculos de engenharia são efetuados é necessário preocupar-se com as *unidades* das grandezas físicas envolvidas. Uma unidade é uma certa quantidade de uma grandeza através da qual, por comparação, qualquer outra grandeza do mesmo tipo é medida. Por exemplo, metros, centímetros, quilômetros, pés, polegadas e milhas são todas *unidades de comprimento*. De forma semelhante, segundos, minutos e horas são *unidades de tempo*.

Como as grandezas físicas estão relacionadas por meio de definições e leis, um número relativamente pequeno dessas grandezas físicas é suficiente para conceber e mensurar todas as outras. Estas são chamadas de *dimensões primárias*. As outras são mensuradas em termos das dimensões primárias, e são chamadas de *secundárias*. Por exemplo, se o comprimento e o tempo fossem considerados primários, a velocidade e a área seriam consideradas secundárias.

Um conjunto de dimensões primárias adequado para aplicações em *mecânica* consiste em massa, comprimento e tempo. Outras dimensões primárias são necessárias quando fenômenos físicos adicionais são levados em consideração. A temperatura é incluída para a termodinâmica, e a corrente elétrica é introduzida para aplicações que envolvem eletricidade.

unidade básica

Uma vez que um conjunto de dimensões primárias é adotado, especifica-se uma ***unidade básica*** para cada dimensão primária. As unidades para todas as outras grandezas são então obtidas em termos das unidades básicas. Vamos ilustrar essas idéias considerando brevemente dois sistemas de unidades: as unidades SI e as Unidades Inglesas de Engenharia.

1.4.1 Unidades SI

Na presente discussão vamos analisar o sistema de unidades chamado SI, que considera a massa, o comprimento e o tempo como dimensões primárias e a força como secundária. SI é a abreviação para Système International d'Unités (Sistema Internacional de Unidades), que é o sistema legalmente aceito na maioria dos países. As convenções para o SI são publicadas e controladas por tratados de uma organização internacional. As ***unidades básicas do SI*** para massa, comprimento e tempo encontram-se listadas na Tabela 1.2 e são discutidas no parágrafo a seguir. A unidade básica SI para a temperatura é o kelvin, K.

unidades básicas do SI

A unidade básica SI de massa é o quilograma, kg. Ele é igual à massa de um determinado cilindro de uma liga platina-irídio mantida pelo Escritório Internacional de Pesos e Medidas, próximo a Paris. A massa-padrão para os Estados Unidos é mantida pelo Instituto Nacional de Padrões e Tecnologia. O quilograma é a única unidade básica definida por associação a um objeto fabricado.

A unidade básica SI de comprimento é o metro, m, definido como o comprimento percorrido pela luz no vácuo durante um intervalo de tempo especificado. A unidade básica de tempo é o segundo, s. O segundo é definido como a duração de 9.192.631.770 ciclos da radiação associada a uma transição especificada do átomo de césio.

A unidade SI de força, denominada newton, é uma unidade secundária, definida em termos de unidades básicas para massa, comprimento e tempo. A segunda lei do movimento de Newton esta-

Tabela 1.2

Unidades para Massa, Comprimento, Tempo e Força

Grandeza	SI		Sistema Inglês	
	Unidade	Símbolo	Unidade	Símbolo
massa	quilograma	kg	libra-massa	lb
comprimento	metro	m	pé	ft
tempo	segundo	s	segundo	s
força	newton ($= 1\ \text{kg} \cdot \text{m/s}^2$)	N	libra-força ($= 32{,}1740\ \text{lb} \cdot \text{ft/s}^2$)	lbf

belece que a força líquida agindo em um corpo é proporcional ao produto da massa pela aceleração, escrito por $F \propto ma$. O newton é definido de forma que a constante de proporcionalidade na expressão é igual à unidade. Assim, a segunda lei de Newton é expressa pela igualdade

$$F = ma \tag{1.1}$$

O newton, N, é a força necessária para acelerar uma massa de 1 quilograma a uma taxa de 1 metro por segundo por segundo. Utilizando a Eq. 1.1

$$1\ \text{N} = (1\ \text{kg})(1\ \text{m/s}^2) = 1\ \text{kg} \cdot \text{m/s}^2 \tag{1.2}$$

➥ **POR EXEMPLO...** para ilustrar o uso das unidades SI introduzidas até aqui, vamos determinar o peso em newtons de um objeto cuja massa é 1000 kg, em um local na superfície da Terra onde a aceleração devida à gravidade é igual a um valor-*padrão* definido como 9,80665 m/s². Recordando que o *peso* de um corpo refere-se à força da gravidade e é calculado usando a massa do corpo, m, e a aceleração local devida à gravidade, g, partindo da Eq. 1.1, obtemos

$$F = mg$$
$$= (1000\ \text{kg})(9{,}80665\ \text{m/s}^2) = 9806{,}65\ \text{kg} \cdot \text{m/s}^2$$

Esta força pode ser expressa em termos de newtons usando a Eq. 1.2 como um *fator de conversão de unidades*. Assim,

$$F = \left(9806{,}65 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}\right)\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg} \cdot \text{m/s}^2}\right| = 9806{,}65\ \text{N}$$ ◄

Tome Nota...

Observe que no cálculo da força em newtons o fator de conversão de unidades é identificado por um par de linhas verticais. Esse dispositivo é usado ao longo do texto para identificar conversões de unidades.

Como o peso é calculado em termos da massa e da aceleração local devida à gravidade, o peso de um objeto pode mudar em função do local, devido à variação da aceleração da gravidade, mas a sua massa permanece constante. ➥ **POR EXEMPLO...** se o objeto considerado anteriormente estivesse na superfície de um planeta em um local onde a aceleração da gravidade fosse um décimo do valor usado no cálculo anterior, a massa permaneceria a mesma, mas o peso seria um décimo do valor calculado. ◄

As unidades SI para outras grandezas físicas também são obtidas em função das unidades SI básicas. Algumas dessas unidades ocorrem tão freqüentemente que são dados nomes e símbolos especiais, como no caso do newton. As unidades SI para as grandezas pertinentes à termodinâmica serão apresentadas conforme forem introduzidas no texto. Já que freqüentemente se torna necessário trabalhar com valores extremamente grandes ou pequenos quando se usa o sistema SI de unidades, um conjunto de prefixos-padrão encontra-se listado na Tabela 1.3, de modo a simplificar o assunto. Por exemplo, km significa quilômetro, ou seja, 10^3 m.

Tabela 1.3

Prefixos das Unidades SI

Fator	Prefixo	Símbolo
10^{12}	tera	T
10^{9}	giga	G
10^{6}	mega	M
10^{3}	quilo	k
10^{2}	hecto	h
10^{-2}	centi	c
10^{-3}	mili	m
10^{-6}	micro	μ
10^{-9}	nano	n
10^{-12}	pico	p

1.4.2 Unidades Inglesas de Engenharia

Embora as unidades SI sejam um padrão mundial, atualmente muitos segmentos da comunidade de engenharia nos Estados Unidos usam regularmente algumas outras unidades. Uma grande parte do estoque de ferramentas e máquinas industriais americanas, bem como muitos dados valiosos de engenharia, utiliza outras unidades além das unidades SI. Ainda por muitos anos os engenheiros nos Estados Unidos deverão estar familiarizados com os vários sistemas de unidades.

unidades básicas inglesas

Nesta seção consideraremos um sistema de unidades geralmente utilizado nos Estados Unidos, denominado sistema inglês de engenharia. As ***unidades básicas inglesas*** para massa, comprimento e tempo estão listadas na Tabela 1.2, e serão discutidas nos parágrafos seguintes. As unidades inglesas para outras grandezas pertinentes à termodinâmica serão apresentadas conforme forem introduzidas ao longo do texto.

A unidade básica para o comprimento é o pé, ft, definido em termos do metro por

$$1\ \text{ft} = 0{,}3048\ \text{m} \tag{1.3}$$

A polegada, in, é definida em termos do pé

$$12\ \text{in} = 1\ \text{ft}$$

Uma polegada é igual a 2,54 cm. Embora unidades como o minuto e a hora sejam comumente usadas em engenharia, é conveniente selecionar o segundo como unidade básica de tempo para o sistema inglês de engenharia.

A unidade básica de massa no sistema inglês de engenharia é a libra-massa, lb, definida em termos do quilograma por

$$1\ \text{lb} = 0{,}45359237\ \text{kg} \tag{1.4}$$

O símbolo lbm também pode ser usado para indicar a libra-massa.

Uma vez que as unidades básicas de massa, comprimento e tempo do sistema inglês de engenharia tenham sido especificadas, a unidade de força pode ser definida como para o newton, através da segunda lei de Newton, conforme a Eq. 1.1. Sob esse ponto de vista, a unidade inglesa de força, a libra-força, lbf, é a força necessária para acelerar uma libra-massa de 32,1740 ft/s², que é a aceleração-padrão da gravidade. Substituindo esses valores na Eq. 1.1

$$1\ \text{lbf} = (1\ \text{lb})(32{,}1740\ \text{ft/s}^2) = 32{,}1740\ \text{lb} \cdot \text{ft/s}^2 \tag{1.5}$$

Nessa abordagem a força é considerada *secundária*.

A libra-força, lbf, não é igual à libra-massa, lb, apresentada anteriormente. Força e massa são fundamentalmente diferentes, assim como suas unidades. Contudo, os dois usos da palavra "libra" podem causar confusão, e deve-se tomar cuidado para evitar erros.

➥ **POR EXEMPLO...** para ilustrar o uso dessas unidades em um único cálculo determinaremos o peso de um objeto cuja massa é de 1000 lb (453,6 kg) em um local onde a aceleração local da gravidade é de 32,0 ft/s² (9,7 m/s²). Inserindo os valores na Eq. 1.1 e usando a Eq. 1.5 como um fator unitário de conversão, obtemos

$$F = mg = (1000\ \text{lb})\left(32{,}0 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}\right)\left|\frac{1\ \text{lbf}}{32{,}1740\ \text{lb} \cdot \text{ft/s}^2}\right| = 994{,}59\ \text{lbf}$$

Este cálculo ilustra que a libra-força é uma unidade de força, diferente da libra-massa, que é uma unidade de massa. ◄

1.5 Volume Específico

Três propriedades intensivas mensuráveis particularmente importantes na termodinâmica aplicada à engenharia são o volume específico, a pressão e a temperatura. O volume específico será discutido nesta seção. A pressão e a temperatura serão consideradas nas Seções 1.6 e 1.7, respectivamente.

Em uma perspectiva macroscópica, a descrição da matéria é simplificada quando se considera que ela é uniformemente distribuída ao longo de uma região. A validade dessa idealização, conhecida como hipótese do *contínuo*, pode ser inferida pelo fato de que, para uma classe extremamente ampla de fenômenos de interesse para a engenharia, o comportamento da matéria obtido por essa descrição encontra-se em conformidade com dados medidos.

Quando as substâncias podem ser tratadas como meios contínuos é possível falar de suas propriedades termodinâmicas intensivas "em um ponto". Assim, em qualquer instante a massa específica ρ em um ponto é definida por

$$\rho = \lim_{V \to V'} \left(\frac{m}{V}\right) \tag{1.6}$$

onde V' é o menor volume no qual existe um valor definido para essa razão. O volume V' contém um número de partículas suficiente para que as médias estatísticas sejam significativas. Ele é o menor volume para o qual a matéria pode ser considerada um meio contínuo, e é normalmente pequeno o suficiente para ser considerado um "ponto". A massa específica definida pela Eq. 1.6 pode ser descrita matematicamente por uma função contínua da posição e do tempo.

A massa específica, ou a massa local por unidade de volume, é uma propriedade intensiva que pode variar de ponto a ponto em um sistema. Assim, a massa associada a um certo volume V é, em princípio, determinada por integração

$$m = \int_V \rho\, dV \tag{1.7}$$

e *não* simplesmente pelo produto entre a massa específica e o volume.

volume específico

O ***volume específico*** v é definido como o inverso da massa específica, $v = 1/\rho$. Ele é o volume por unidade de massa. Assim como a massa específica, o volume específico é uma propriedade intensi-

va e pode variar ponto a ponto. As unidades SI para a massa específica e o volume específico são, respectivamente, kg/m³ e m³/kg. No entanto, elas também são expressas, freqüentemente, por g/cm³ e cm³/g, respectivamente. As unidades inglesas para a massa específica e o volume específico neste texto são lb/ft³ e ft³/lb, respectivamente.

base molar

Em certas aplicações é conveniente exprimir propriedades como o volume específico em uma base molar, em vez de uma base mássica. O mol corresponde a uma quantidade de uma determinada substância numericamente igual ao seu peso molecular. Neste livro expressaremos a quantidade de uma substância em uma ***base molar***, em termos do quilomol (kmol) ou da libra-mol (lbmol), como for mais adequado. Em cada caso será usado

$$n = \frac{m}{M} \tag{1.8}$$

O número de quilomols, n, de uma substância é obtido dividindo-se a massa, m, em quilogramas pelo peso molecular, M, em kg/kmol. Analogamente, o número de libra-mols, n, é obtido dividindo-se a massa, m, em libra-massa pelo peso molecular, M, em lb/lbmol. Quando m é dado em gramas, a Eq. 1.8 fornece n em grama-mol, ou *mol*, para abreviar. Recordando da química, sabe-se que o número de moléculas em um grama-mol, denominado número de Avogrado, é $6{,}022 \times 10^{23}$. As Tabelas A-1 e A-1E, do Apêndice, fornecem os pesos moleculares de diversas substâncias.

Para assinalar que uma propriedade está em base molar, uma barra é utilizada acima do símbolo. Assim, $\bar{v}$ significa volume por kmol ou por lbmol, conforme o caso. Neste texto, as unidades usadas para $\bar{v}$ são m³/kmol e ft³/lbmol. Com base na Eq. 1.8, a relação entre $\bar{v}$ e v é

$$\bar{v} = Mv \tag{1.9}$$

na qual M é o peso molecular em kg/kmol ou lb/lbmol, conforme o caso.

1.6 Pressão

A seguir, apresentaremos o conceito de pressão sob o ponto de vista do contínuo. Vamos iniciar considerando uma pequena área A associada a um ponto em um fluido em repouso. O fluido em um lado dessa área exerce uma força compressiva que é normal à área, F_{normal}. Uma força igual, mas em sentido contrário, é exercida sobre a área pelo fluido situado no outro lado. Para um fluido em repouso não existem outras forças além dessas agindo nessa área. A ***pressão*** p no ponto especificado é definida como o limite

pressão

$$p = \lim_{A \to A'} \left(\frac{F_{normal}}{A} \right) \tag{1.10}$$

no qual A' é a área no "ponto" com a mesma percepção de limite usada na definição de massa específica.

Se a área A' estivesse associada a novas orientações oriundas da rotação no ponto considerado e se a pressão fosse determinada para cada nova orientação, iríamos concluir que a pressão no ponto seria a mesma em todas as direções, *desde que o fluido esteja em repouso*. Isso é uma conseqüência do equilíbrio de forças em um elemento de volume circundando o ponto. No entanto, a pressão pode variar de ponto a ponto em um fluido estático; exemplos são a variação da pressão atmosférica com a altura e a variação da pressão com a profundidade de oceanos, lagos e outros corpos d'água.

Novos horizontes

Grandes Esperanças para a Nanotecnologia

A *nanociência* é o estudo das moléculas e estruturas moleculares, chamadas nanoestruturas, tendo uma ou mais dimensões menores do que cerca de 100 nanômetros. Um nanômetro é um bilionésimo do metro: 1 nm = 10^{-9} m. Para alcançar esse nível de pequenez uma pilha de 10 átomos de hidrogênio teria a altura de 1 nm, enquanto o cabelo humano possui um diâmetro de cerca de 50.000 nm. *Nanotecnologia* é a engenharia da nanoestrutura em produtos úteis. Na escala relativa à nanotecnologia o comportamento pode diferir das nossas expectativas macroscópicas. Por exemplo, a *média* usada para atribuir valores a propriedades em um ponto no modelo contínuo não pode mais ser aplicada, devido às interações entre os átomos em consideração. Também, nessas escalas, a natureza do fenômeno físico tal como um fluxo corrente pode depender de forma explicita do tamanho físico dos dispositivos. Depois de uma década de pesquisa a nanotecnologia está agora pronta para fornecer novos produtos com uma ampla gama de utilização, incluindo dispositivos implantáveis de quimioterapia, biossensores para a detecção da glicose em diabéticos, dispositivos eletrônicos modernos, novas tecnologias de conversão de energia e 'materiais inteligentes', como, por exemplo, tecidos que permitem que vapor de água escape enquanto a água liquida é conservada.

Considere, em seguida, um fluido em movimento. Nesse caso, a força exercida sobre uma área associada a um ponto do fluido pode ser determinada em função de três componentes mutuamente perpendiculares: um normal à área e dois no plano da área. Quando expressos em termos de uma área unitária, a componente normal à área é chamada de *tensão normal*, e os dois componentes no plano da área são denominados *tensões cisalhantes*. As magnitudes dessas tensões geralmente variam de acordo com a orientação da área. O estado de tensão em um fluido em movimento é um tópico que normalmente é tratado em detalhes em *Mecânica dos Fluidos*. A diferença entre uma tensão normal e a pressão, que seria a tensão normal caso o fluido estivesse em repouso, é normalmente muito pequena. Neste livro admitiremos que a tensão normal em um ponto é igual à pressão naquele ponto. Essa hipótese conduz a resultados de precisão aceitável para as aplicações consideradas. O termo pressão, a não ser que seja afirmado algo em contrário, refere-se à ***pressão absoluta***: a pressão que adota como zero o vácuo absoluto.

pressão absoluta

1.6.1 Medidas de Pressão

Fig. 1.7 Manômetro.

Os manômetros e os barômetros medem a pressão em termos de um comprimento de uma coluna de líquido, tal como o mercúrio, a água ou o óleo. O manômetro mostrado na Fig. 1.7 possui um lado aberto para a atmosfera e o outro ligado a um tanque que contém um gás a pressão uniforme. Como pressões relativas à mesma altura em uma massa *contínua* de um líquido ou um gás em repouso são iguais, as pressões nos pontos a e b, da Fig. 1.7, são iguais. Aplicando um balanço elementar de forças, a pressão do gás é

$$p = p_{atm} + \rho g L \tag{1.11}$$

na qual p_{atm} é a pressão atmosférica local, ρ é a massa específica do líquido do manômetro, g é a aceleração da gravidade e L é a diferença entre os níveis do líquido.

O barômetro mostrado na Fig. 1.8 é formado por um tubo fechado com mercúrio líquido e uma quantidade pequena de vapor de mercúrio, invertido e colocado em um recipiente aberto com mercúrio líquido. Como as pressões nos pontos a e b são iguais, um balanço de forças fornece a pressão atmosférica, dada por

$$p_{atm} = p_{vapor} + \rho_m g L \tag{1.12}$$

Fig. 1.8 Barômetro.

sendo que ρ_m é a massa específica do líquido mercúrio. Como a pressão do vapor do mercúrio é muito menor do que a da atmosfera, a Eq. 1.12 pode ser aproximada por $p_{atm} = \rho_m g L$. Para colunas pequenas de líquidos, ρ e g podem ser tomados como constantes na Eqs. 1.11 e 1.12.

As pressões medidas com manômetros e barômetros são freqüentemente expressas em termos do comprimento L em mililitros de mercúrio (mmHg), polegadas de mercúrio (inHg), polegadas de água ($inH_2 0$), e assim por diante. ➡ **POR EXEMPLO...** um barômetro registra 750 mmHg. Se ρ_m = 13,59 g/cm³ e g=9,81 m/s², a pressão atmosférica, em N/m², é calculada como a seguir:

$$\begin{aligned} p_{atm} &= \rho_m g L \\ &= \left[\left(13{,}59 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}\right)\left|\frac{1\text{ kg}}{10^3\text{ g}}\right|\left|\frac{10^2\text{ cm}}{1\text{ m}}\right|^3\right]\left[9{,}81\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]\left[(750\text{ mmHg})\left|\frac{1\text{ m}}{10^3\text{ mm}}\right|\right]\left|\frac{1\text{ N}}{1\text{ kg}\cdot\text{m/s}^2}\right| \\ &= 10^5\text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

Um manômetro do tipo tubo de Bourdon é mostrado na Fig. 1.9. A figura apresenta um tubo curvo, que possui uma seção reta elíptica com uma extremidade associada à pressão que se deseja medir e uma outra conectada a um ponteiro por um mecanismo. Quando o fluido sob pressão preenche o tubo, a seção elíptica tende a se tornar circular e o tubo se torna reto. Esse movimento é transmitido pelo mecanismo ao ponteiro. Calibrando-se a deflexão do ponteiro para pressões conhecidas, uma escala graduada pode ser elaborada através da qual uma pressão aplicada pode ser lida em unidades convenientes. Devido à sua construção, o tubo de Bourdon mede a pressão relativa às vizinhanças do instrumento. Conseqüentemente, o mostrador indica zero quando as pressões interna e externa ao tubo são as mesmas.

A pressão também pode ser medida por outros procedimentos. Uma classe importante de sensores utiliza o *efeito piezoelétrico*: uma carga é gerada no interior de materiais sólidos quando estes se deformam. Essa entrada mecânica/saída elétrica fornece a base para a medição de pressão, assim como medidas de deslocamento e de força. Um outro tipo importante de sensor emprega um diafragma que se deflete quando uma força é aplicada, alterando uma indutância, resistência ou capacitância. A Fig. 1.10 mostra um sensor de pressão piezoelétrico juntamente com um sistema automático de aquisição de dados.

1.6.2 Unidades de Pressão

A unidade de pressão e de tensão no SI é o pascal.

$$1 \text{ pascal} = 1 \text{ N/m}^2$$

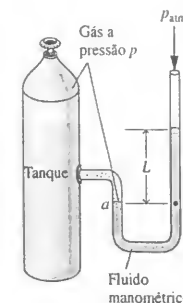
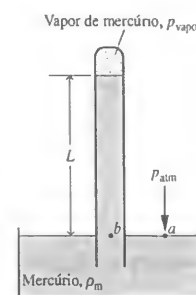
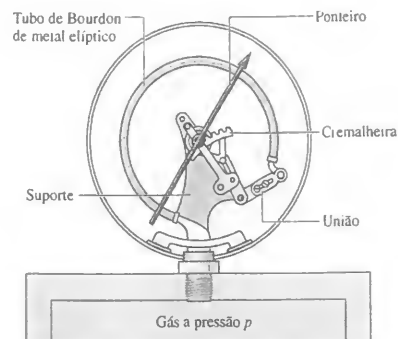



Fig. 1.9 Medição de pressão por um medidor do tipo tubo de Bourdon.

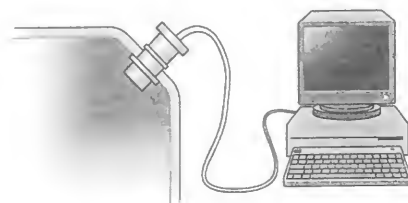



Fig. 1.10 Sensor de pressão com aquisição de dados automática.

Entretanto, múltiplos do pascal são freqüentemente utilizados: o kPa, o bar e o MPa.

$$1 \text{ kPa} = 10^3 \text{ N/m}^2$$
$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2$$
$$1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ N/m}^2$$

As unidades inglesas de uso corrente para a pressão e a tensão são a libra-força por pé quadrado, lbf/ft^2, e a libra-força por polegada quadrada, lbf/in^2.

Embora a pressão atmosférica varie com a localização na Terra, um valor-padrão de referência pode ser definido e utilizado para expressar outras pressões.

$$1 \text{ atmosfera-padrão (atm)} = \begin{cases} 1{,}01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \\ 14{,}696 \text{ lbf/in}^2 \\ 760 \text{ mmHg} = 29{,}92 \text{ inHg} \end{cases} \tag{1.13}$$

Como 1 bar (10^5 N/m²) é aproximadamente igual a uma atmosfera-padrão, pode-se considerá-lo uma unidade de pressão conveniente, apesar de não ser uma unidade-padrão SI. Quando se está trabalhando no SI, o bar, o MPa e o kPa são utilizados neste texto.

Embora as pressões absolutas devam ser utilizadas nas relações termodinâmicas, dispositivos de medição de pressão freqüentemente indicam a *diferença* entre a pressão absoluta de um sistema e a pressão absoluta da atmosfera existente, externa ao dispositivo de medida. A magnitude dessa diferença é chamada de ***pressão manométrica*** ou ***pressão de vácuo***. O termo pressão manométrica é aplicado quando a pressão do sistema é maior do que a pressão atmosférica local, p_{atm}.

pressão manométrica
pressão de vácuo

$$p(\text{manométrica}) = p(\text{absoluta}) - p_{atm}(\text{absoluta}) \tag{1.14}$$

Quando a pressão atmosférica local é maior do que a pressão do sistema é utilizado o termo pressão de vácuo.

$$p(\text{vácuo}) = p_{atm}(\text{absoluta}) - p(\text{absoluta}) \tag{1.15}$$

Os engenheiros nos Estados Unidos freqüentemente utilizam as letras a (*absolute*) e g (*gage*) para distinguir a pressão absoluta da manométrica. Por exemplo, as pressões absoluta e manométrica em libra-força por polegada quadrada são escritas como psia e psig, respectivamente. A relação entre os vários modos de expressar medidas de pressão é apresentada na Fig. 1.11.

Bio... conexões

Um em cada três americanos apresenta pressão alta. Como isso pode causar doenças do coração, derrames e outras complicações médicas sérias, os médicos recomendam a todos que a pressão sanguínea seja aferida de forma regular. A aferição da pressão consiste em determinar a pressão máxima (pressão sistólica) em uma artéria, quando o coração está bombeando sangue, e a pressão mínima (pressão diastólica), quando o coração está relaxado, cada uma expressa em milímetros de mercúrio, mmHg. As pressões sistólica e diastólica de pessoas saudáveis deveriam ser inferiores a cerca de 120 mmHg e 80 mmHg, respectivamente.

O aparato-padrão para aferir a pressão usado por décadas, envolvendo uma braçadeira inflável, um manômetro de mercúrio e um estetoscópio, está sendo gradualmente substituído devido à preocupação com a toxicidade do mercúrio em resposta às exigências especiais, incluindo o monitoramento durante o exercício clínico e durante a anestesia. Também para o uso domiciliar e o monitoramento próprio muitos pacientes acham mais fácil usar dispositivos automáticos, que exibem os dados da pressão sanguínea de forma digital. Isso tem levado engenheiros biomédicos a repensar os equipamentos para aferir a pressão sanguínea e a desenvolver novas abordagens, livres de mercúrio e livres de estetoscópios. Uma delas utiliza um transdutor de pressão altamente sensível para detectar oscilações na pressão com uma braçadeira inflável colocada em torno do braço do paciente. O programa de monitoramento usa esses dados para calcular as pressões sistólica e diastólica, as quais são exibidas digitalmente.

1.7 *Temperatura*

Nesta seção a propriedade intensiva temperatura será considerada juntamente com as formas de mensurá-la. O conceito de temperatura, assim como o de força, se origina das nossas percepções sensoriais. Ele se encontra enraizado nas noções de corpo "quente" ou "frio". Usamos nosso sentido do tato para distinguir corpos quentes de frios e organizar os corpos em uma escala em função da ordem em que ele é "mais quente", decidindo que 1 é mais quente do que 2, que 2 é mais quente do que 3, e assim por diante. No entanto, por mais sensível que seja o tato humano, somos incapazes de avaliar essa qualidade de modo preciso.

É difícil estabelecer uma definição de temperatura em termos de conceitos que sejam definidos independentemente ou aceitos como básicos. Entretanto, é possível chegar a um objetivo entendendo a *igualdade* de temperatura levando em conta o fato de que, quando a temperatura de um corpo muda, outras propriedades também mudam.

Para ilustrar isso, considere dois blocos de cobre e suponha que nosso sentido nos diga que um é mais quente do que o outro. Se os blocos fossem colocados em contato e isolados de suas vizinhanças, eles iriam interagir de uma maneira que pode ser descrita como uma ***interação térmica (calórica)***. Durante essa interação seria observado que o volume do bloco mais aquecido decresceria um pouco com o tempo, enquanto o volume do bloco mais frio aumentaria com o tempo. No devido tempo não seriam observadas mudanças de volume, e os blocos quando sujeitos ao tato produziriam a mesma sensação térmica. De modo similar, seríamos capazes de observar que a resistência elétrica do bloco mais quente decresce com o tempo e que aquela do bloco mais frio aumenta com o tempo; no devido tempo, as resistências elétricas tornar-se-iam também constantes. Quando todas as mudanças em tais propriedades observáveis cessarem, a interação termina. Os dois blocos estão, dessa forma, em ***equilíbrio térmico***. Considerações desse tipo nos levam a concluir que os blocos possuem uma propriedade física que determina se eles estão em equilíbrio térmico. Essa propriedade é chamada ***temperatura***, e podemos postular que, quando os dois blocos estão em equilíbrio térmico, suas temperaturas são iguais.

interação térmica (calórica)

equilíbrio térmico

temperatura

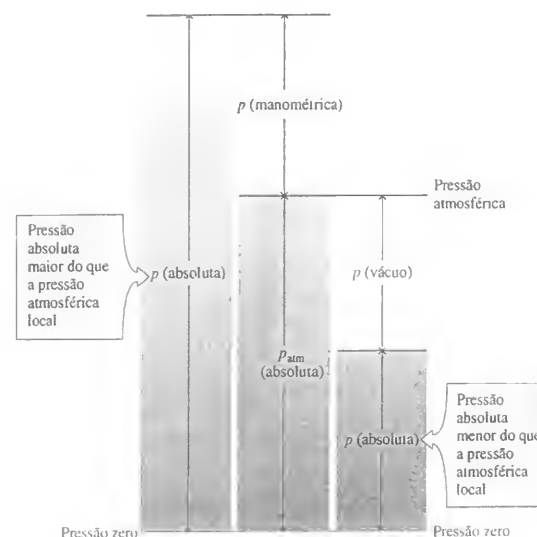



Fig. 1.11 Relação entre as pressões absoluta, atmosférica, manométrica e de vácuo.

lei zero da termodinâmica

É tópico de experiência verificar que, quando dois corpos estão em equilíbrio térmico com um terceiro, eles estão em equilíbrio térmico entre si. Este enunciado, que algumas vezes é denominado ***lei zero da termodinâmica***, é tacitamente admitido em toda medição de temperatura. Então, se desejamos saber se dois corpos apresentam a mesma temperatura não é necessário colocá-los em contato e verificar se suas propriedades observáveis mudam com o tempo, como foi descrito anteriormente. É apenas necessário verificar se eles estão individualmente em equilíbrio térmico com um terceiro corpo. O terceiro corpo é usualmente um *termômetro*.

1.7.1 Termômetros

propriedade termométrica

Qualquer corpo com pelo menos uma propriedade mensurável que varia conforme sua temperatura evolui pode ser usado como um termômetro. Tal propriedade é chamada de ***propriedade termométrica***. A substância específica que exibe mudanças na sua propriedade termométrica é conhecida como substância *termométrica*.

Um dispositivo familiar para a medição da temperatura é o termômetro de bulbo, ilustrado na Fig. 1.12*a*, que consiste em um tubo de vidro capilar conectado a um bulbo cheio de um líquido, como o mercúrio ou o álcool, e selado na outra extremidade. O espaço acima do líquido é ocupado pelo vapor do líquido ou por um gás inerte. Conforme a temperatura aumenta, o líquido se expande em volume e se eleva no capilar. O comprimento L do líquido no capilar depende da temperatura. Conseqüentemente, o líquido é a substância termométrica e L é a propriedade termométrica. Embora esse tipo de termômetro seja geralmente utilizado para medições rotineiras de temperatura, ele não é muito adequado para aplicações em que uma extrema precisão é necessária.

Sensores mais precisos, conhecidos como *termopares*, estão baseados no princípio de que quando dois metais distintos são unidos uma força eletromotriz (fem), que é basicamente função da temperatura, será estabelecida em um circuito. Em certos termopares um dos fios é feito de platina com uma pureza especificada e o outro é uma liga de platina e ródio. Os termopares também utilizam cobre e constantan (uma liga de cobre e níquel) e ferro e constantan, e vários outros conjuntos de materiais. Uma outra classe importante de dispositivos de medição de temperatura é a dos sensores eletrorresistivos. Esses sensores são baseados no fato de que a resistência elétrica de uma série de materiais varia de uma maneira previsível com a temperatura. Os materiais usados com esse propósito são normalmente condutores (como platina, níquel ou cobre) ou semicondutores. Os dispositivos que usam condutores são conhecidos como *bulbos de resistência*. Os que utilizam semicondutores são chamados de *termistores*. A Fig. 1.12*b* mostra um termômetro de resistência elétrica a bateria usado atualmente.

Uma variedade de instrumentos mede a temperatura através da radiação, tal como o termômetro de ouvido mostrado na Fig. 1.12*c*. Eles são conhecidos pelos termos *termômetros de radiação* e *pirômetros ópticos*. Este tipo de termômetro difere daqueles considerados anteriormente, já que não é necessário que ele entre em contato com o corpo cuja temperatura deve ser determinada, o que é uma vantagem quando se lida com corpos em movimento ou corpos com temperaturas extremamente altas.

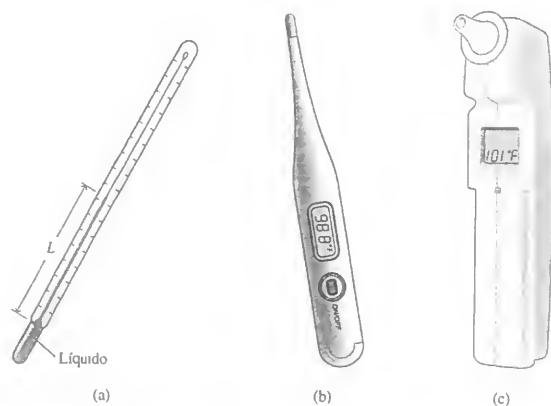



Fig. 1.12 Termômetros. (*a*) De bulbo. (*b*) Resistência elétrica. (*c*) Termômetro infravermelho de ouvido.

Energia e Meio Ambiente

Os termômetros de bulbo de mercúrio utilizados para a verificação de febre, antigamente usados por quase todos os médicos, são coisa do passado. A Academia Americana de Pediatria considerou o mercúrio como uma substância muito tóxica para estar presente nos domicílios familiares. Famílias estão adotando alternativas mais seguras e se livrando dos seus termômetros de mercúrio. O próprio ato de se livrar dos termômetros gera um problema, afirmam os peritos.

O descarte seguro de milhões de termômetros de bulbo de mercúrio obsoletos surgiu devido à preocupação com o meio ambiente. Para um descarte apropriado, os termômetros devem ser levados às estações de coleta de materiais de risco e não simplesmente ser jogados na lixeira, onde podem facilmente se quebrar, liberando o mercúrio. Fragmentos perdidos de termômetros quebrados e qualquer coisa que tenha entrado em contato com o mercúrio deveriam ser transportados para locais apropriados para descarte em recipientes fechados.

A presente geração de termômetros de bulbo para a verificação de febre e uso domiciliar contém misturas líquidas patenteadas não-tóxicas, alternativas seguras para o mercúrio. Outros tipos de termômetros também são utilizados em domicílios, incluindo os termômetros de resistência elétrica de bateria.

1.7.2 Escalas de Temperatura Kelvin e Rankine

Formas empíricas de medir a temperatura, tais como as consideradas na Seção 1.7.1, possuem limitações inerentes ➥ **POR EXEMPLO...** A tendência de o líquido congelar em um termômetro de bulbo sujeito a baixas temperaturas impõe um limite inferior na gama de temperaturas que podem ser medidas. Em altas temperaturas os líquidos evaporam, e dessa forma essas temperaturas também não podem ser determinadas por um termômetro de bulbo. Conseqüentemente, diversos termômetros *diferentes* seriam necessários para cobrir um amplo intervalo de temperatura. ◄

Tendo em vista as limitações dos meios empíricos para a medição da temperatura é desejável ter-se um procedimento de atribuição de valores para a temperatura, independente das propriedades de qualquer substância em particular ou de classes de substâncias. Tal escala é denominada escala *termodinâmica* de temperatura. A ***escala Kelvin*** é uma escala termodinâmica absoluta que fornece uma definição contínua de temperatura, válida em todos os intervalos de temperatura. A unidade de temperatura na escala Kelvin é o kelvin (K). O kelvin é a unidade-base SI para a temperatura.

escala Kelvin

Para o desenvolvimento da escala Kelvin é necessário o uso do princípio da conservação de energia e da segunda lei da termodinâmica; assim, discussões adicionais sobre esse tópico serão adiadas para a Seção 5.8, depois que esses princípios tiverem sido apresentados. No entanto, podemos notar que a escala Kelvin parte de 0 K, e valores inferiores a este não são definidos.

Por definição, a ***escala Rankine***, cuja unidade é o grau Rankine (°R), é proporcional à temperatura Kelvin de acordo com

escala Rankine

$$T(°\text{R}) = 1{,}8T(\text{K}) \tag{1.16}$$

Conforme evidenciado pela Eq. 1.16, a escala Rankine também é uma escala termodinâmica absoluta, com um zero absoluto que coincide com o zero absoluto da escala Kelvin. Nas relações termodinâmicas a temperatura é sempre colocada em termos das escalas Rankine ou Kelvin, a não ser que seja estabelecido algo em contrário. Ainda assim, as escalas Celsius e Fahrenheit, consideradas a seguir, são frequentemente encontradas.

1.7.3 Escalas Celsius e Fahrenheit

A Fig. 1.13 mostra a relação entre as escalas Kelvin, Rankine, Celsius e Fahrenheit, assim como os valores de temperatura correspondentes a três pontos fixos: o ponto triplo, o ponto de gelo e o ponto de vapor.

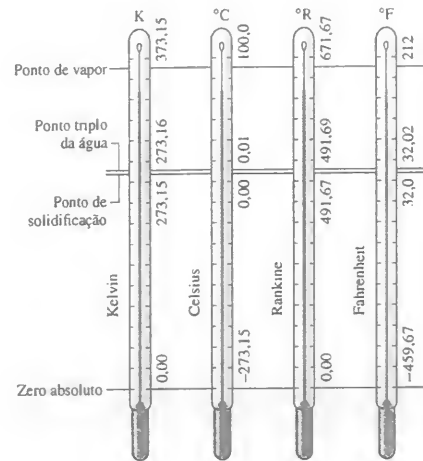
Com base em um acordo internacional, as escalas de temperatura são definidas por um valor numérico associado a um ponto fixo padrão, que é facilmente reproduzível. Trata-se do ***ponto triplo*** da água: o estado de equilíbrio entre vapor, gelo e água líquida (Seção 3.2). Por questão de conveniência, a temperatura neste ponto fixo padrão é definida como 273,16 kelvins, abreviado por 273,16 K. Isso faz com que o intervalo de temperatura entre o *ponto de gelo*[1] (273,15 K) e o *ponto de vapor*[2] seja igual a 100 K e, conseqüentemente, esteja em acordo com o intervalo na escala Celsius, que assinala 100 graus Celsius para essa diferença.

ponto triplo

A ***escala de temperatura Celsius*** usa como unidade o grau Celsius (°C), que possui a mesma magnitude do kelvin. Assim, as *diferenças* de temperatura em ambas as escalas são idênticas. No entanto,

escala Celsius

[1] O estado de equilíbrio entre gelo e água saturada à pressão de 1 atm.
[2] O estado de equilíbrio entre vapor e água líquida à pressão de 1 atm.

Fig. 1.13 Comparação entre escalas de temperaturas.

o ponto zero na escala Celsius é deslocado para 273,15 K, como ilustrado na seguinte relação entre a temperatura Celsius e a temperatura Kelvin

$$T(°\text{C}) = T(\text{K}) - 273{,}15 \tag{1.17}$$

Disso pode-se concluir que na escala Celsius o *ponto triplo* da água é 0,01°C e que 0 K corresponde a −273,15°C. Esses valores estão apresentados na Fig. 1.13.

escala Fahrenheit

Um grau com a mesma magnitude do utilizado na escala Rankine é usado na ***escala Fahrenheit***, mas o ponto zero é transladado de acordo com a relação

$$T(°\text{F}) = T(°\text{R}) - 459{,}67 \tag{1.18}$$

Substituindo as Eqs. 1.17 e 1.18 na Eq. 1.16, segue-se que

$$T(°\text{F}) = 1{,}8T(°\text{C}) + 32 \tag{1.19}$$

Essa equação mostra que a temperatura Fahrenheit do ponto de solidificação (0°C) é 32°F e o do ponto de vapor (100°C) é 212°F. Os 100 graus Celsius ou Kelvin entre o ponto de gelo e o ponto de vapor correspondem a 180 graus Fahrenheit ou Rankine, como mostra a Fig. 1.13.

Tome Nota...

Nos cálculos de engenharia é comum arredondar os últimos números das Eqs. 1.17 e 1.18 para 273 e 460, respectivamente. Isso é feito freqüentemente neste livro.

Bio... conexões

A *criobiologia*, a ciência da vida a baixas temperaturas, compreende o estudo biológico de materiais e sistemas (proteínas, células, tecidos e órgãos) a temperaturas que vão desde a criogenia (abaixo de aproximadamente 120 k) até a hipotermia (temperatura baixa do corpo). Aplicações incluem liofilização na indústria farmacêutica, criocirurgias para remover tecido doente, estudo da adaptação de animais e plantas ao frio e armazenamento a longo prazo de células e tecidos (chamado de *criopreservação*).

A criobiologia possui aspectos desafiadores para a engenharia devido às necessidades de refrigeradores capazes de alcançar as baixas temperaturas requeridas pelos pesquisadores. Refrigeradores que suportem as temperaturas criogênicas requeridas pela pesquisa em ambiente de baixa gravidade da Estação Espacial Internacional, mostrada na Tabela 1.1, são ilustrativos. Tais refrigeradores necessitam ser extremamente compactos e econômicos em termos de potência. Além do mais, eles não devem causar riscos. Pesquisas de ponta que requerem um congelador devem incluir o crescimento de cristais de proteína quase perfeitos, importante para a compreensão da estrutura e da função das proteínas e, por fim, para o projeto de novos medicamentos.

1.8 Projeto de Engenharia e Análise

Uma importante função da engenharia é a de projetar e analisar sistemas que tenham por objetivo atender às necessidades humanas. O projeto e a análise são considerados nesta seção.

1.8.1 Projeto

Um projeto de engenharia é um processo de tomada de decisão em que princípios extraídos da engenharia e de outros campos, como economia e estatística, são aplicados, usualmente de forma interativa, de modo a planejar um sistema, um componente de um sistema ou um processo. Os elementos básicos de um projeto incluem o estabelecimento de objetivos, síntese, análise, construção, testes e avaliações. Os projetos normalmente estão sujeitos a uma variedade de ***condicionantes*** associados a fatores econômicos, de segurança, de impacto ambiental, entre outros.

condicionantes de projeto

Os projetos geralmente têm origem a partir do reconhecimento de uma necessidade ou de uma oportunidade que, no começo, é apenas parcialmente entendida. Assim, antes da busca de soluções é importante definir os objetivos de um projeto. Os primeiros passos em um projeto de engenharia incluem a determinação quantitativa do desempenho e a identificação de projetos alternativos *factíveis* que atendam às especificações. Entre esses projetos factíveis existem, geralmente, um ou mais que são "melhores" de acordo com alguns critérios: custo mais baixo, maior eficiência, menor tamanho, menor peso etc. Outros fatores importantes na seleção de um projeto final incluem a confiabilidade, a possibilidade de manufatura e de manutenção e as considerações de mercado. Conseqüentemente, deve ser buscado um compromisso entre os vários critérios, e podem existir soluções alternativas de projeto que são viáveis.[3]

1.8.2 Análise

Um projeto demanda uma síntese: a seleção e a reunião de componentes de modo a formar um conjunto coordenado. No entanto, como cada componente individual pode variar em tamanho, desempenho, custo etc., é geralmente necessário submeter cada componente a um estudo ou a uma análise considerável antes que seja feita a escolha final. **➡ POR EXEMPLO...** um projeto proposto para um sistema de prevenção de incêndio poderia exigir uma tubulação correndo pelo teto juntamente com numerosos *sprinklers*. Uma vez que uma configuração global tenha sido determinada, uma análise detalhada de engenharia seria necessária para especificar o número e o tipo de *sprinklers*, o material da tubulação e os diâmetros dos tubos para os vários ramos do sistema. A análise deve também assegurar que todos os componentes formem um conjunto homogêneo de trabalho, ao mesmo tempo em que restrições importantes de custo, códigos e normas técnicas sejam atendidas. ⬅

Os engenheiros freqüentemente realizam análises, seja explicitamente, em função de um procedimento de projeto, seja por algum outro propósito. As análises envolvendo os tipos de sistemas considerados neste livro usam, direta ou indiretamente, uma ou mais de três leis básicas. Essas leis, que independem da substância ou do conjunto de substâncias em consideração, são:

1. princípio da conservação de massa
2. princípio da conservação de energia
3. segunda lei da termodinâmica

Além dessas leis, normalmente é necessário que se utilizem relações entre as propriedades da substância ou das substâncias em questão (Caps. 3, 6, 11 a 14). A segunda lei do movimento de Newton (Caps. 1, 2 e 9), relações como o modelo de Fourier para condução (Cap. 2) e os princípios de engenharia econômica (Cap. 7) também podem ser empregados.

Os primeiros passos em uma análise termodinâmica são a definição do sistema e a identificação das interações relevantes com as vizinhanças. O foco então se volta para as leis físicas pertinentes e para as relações que permitam que o comportamento do sistema seja descrito em termos de um ***modelo de engenharia***. O objetivo da modelagem é o de obter uma representação simplificada do comportamento do sistema que seja suficientemente fiel para o propósito da análise, mesmo que muitos aspectos exibidos pelo sistema real sejam ignorados. Por exemplo, idealizações comumente usadas em mecânica para simplificar a análise e obter um modelo tratável incluem hipóteses de massas pontuais, polias sem atrito e vigas rígidas. Uma modelagem adequada demanda experiência, e é uma parte da *arte* da engenharia.

modelo de engenharia

A análise de engenharia é mais eficiente quando é feita de forma sistemática. Isso será considerado a seguir.

1.9 Metodologia para a Solução de Problemas de Termodinâmica

A meta principal deste livro-texto é o de ajudá-lo a aprender a resolver problemas de engenharia que envolvam os princípios da termodinâmica. Para atingir esse objetivo são fornecidos numerosos

[3] Para discussões adicionais, veja A. Bejan, G. Tsatsaronis e M. J. Moran, *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons, New York, 1996, Cap. 1.

exemplos resolvidos, assim como problemas propostos ao final dos capítulos. É extremamente importante que você estude os exemplos *e* resolva os problemas, já que o domínio dos fundamentos decorre unicamente da prática.

De modo a maximizar os resultados de seu esforço, é necessário desenvolver uma abordagem sistemática. Você deve pensar cuidadosamente sobre sua solução e evitar a tentação de começar os problemas *pelo meio*, com a seleção de uma equação aparentemente apropriada, substituindo números de modo a extrair rapidamente um resultado com sua calculadora. Essa abordagem ao acaso de solução de problemas pode conduzir a dificuldades à medida que os problemas se tornarem mais complicados. Dessa forma, recomendamos enfaticamente que as soluções dos problemas sejam organizadas usando os *cinco passos* a seguir, que são empregados nos exemplos resolvidos deste texto.

❶ **Dado:** enuncie de forma sucinta, com suas próprias palavras, o que se conhece. Isto requer que você leia o problema cuidadosamente *e* pense sobre ele.

❷ **Pede-se:** enuncie concisamente, com suas próprias palavras, o que deve ser determinado.

❸ **Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:** desenhe um esboço do sistema a ser considerado. Decida se a análise mais apropriada deve ser feita utilizando-se o conceito de sistema fechado ou de volume de controle, e identifique cuidadosamente a fronteira. Adicione ao diagrama informações do enunciado do problema que sejam relevantes.

Liste todos os valores de propriedades que são fornecidos ou antecipe aqueles que podem ser necessários para cálculos subseqüentes. Esboce diagramas de propriedades apropriados (veja Seção 3.2), localizando pontos-chave de estado e indicando, se possível, os processos executados pelo sistema.

A importância de bons esboços do sistema e de diagramas de propriedades não deve ser subestimada. Freqüentemente eles são instrumentos que o ajudam a pensar claramente sobre o problema.

❹ **Modelo de Engenharia:** para formar um registro de como você *modela* o problema, liste todas as *hipóteses simplificadoras* e as *idealizações* feitas a fim de tornar o problema viável. Algumas vezes essa informação pode ser adicionada aos esboços do passo anterior. O desenvolvimento de um modelo apropriado é um aspecto-chave para o sucesso da solução do problema.

❺ **Análise:** usando as hipóteses e idealizações adotadas, simplifique as equações de governo e as relações adequadas, colocando-as nas formas que irão produzir os resultados desejados.

É aconselhável trabalhar com as equações o máximo possível antes de substituir os dados numéricos. Após as equações serem simplificadas e colocadas em suas formas finais, analise-as de modo a determinar quais informações adicionais podem ser necessárias. Identifique as tabelas, os gráficos ou as equações de propriedades que forneçam os valores desejados. Esboços de diagramas de propriedades adicionais podem ser úteis neste ponto para esclarecer estados e processos.

Quando todas as equações e dados estiverem disponíveis, substitua os valores numéricos nas equações. Cuidadosamente verifique se o sistema de unidades empregado é consistente e apropriado. Realize, então, os cálculos necessários.

Finalmente, avalie se as magnitudes dos valores numéricos são razoáveis e se os sinais algébricos associados aos valores numéricos estão corretos.

O formato de solução de problemas usados neste texto tem por objetivo *guiar* o seu raciocínio, e não substituí-lo. Dessa forma, você deve evitar a aplicação mecânica desses cinco passos, já que isso por si só traria poucos benefícios. Realmente, à medida que uma certa solução avança, você pode ter que retornar a um passo anterior e revisá-lo tendo em vista um melhor entendimento do problema. Por exemplo, poderia ser necessário adicionar ou suprimir uma hipótese, rever um esboço, determinar dados adicionais de propriedades, e assim por diante.

Os exemplos resolvidos fornecidos neste livro freqüentemente possuem notas com vários comentários para ajudar na aprendizagem, inclusive comentários sobre o que foi aprendido, identificando aspectos-chave da solução e discutindo como resultados melhores podem ser obtidos mediante a eliminação de certas hipóteses. Tais comentários são opcionais nas suas soluções.

Em alguns exemplos anteriores e problemas no final dos capítulos o roteiro de solução de problemas pode parecer desnecessário ou difícil. No entanto, à medida que os problemas se tornam mais complexos você vera que ele ajuda a reduzir erros, economiza tempo e fornece uma compreensão mais profunda do problema em questão

O exemplo que se segue ilustra o uso dessa metodologia de solução, juntamente com importantes conceitos sobre sistema introduzidos previamente, incluindo a identificação das interações que ocorrem na fronteira.

Exemplo 1.1 USANDO A METODOLOGIA DE SOLUÇÃO E O CONCEITO DE SISTEMAS

Um gerador eólico turboelétrico é montado no topo de uma torre. A eletricidade é gerada à medida que o vento incide constantemente através das pás da turbina. A saída elétrica do gerador alimenta uma bateria.

(a) Considerando apenas o gerador eólico turboelétrico como o sistema, identifique as posições nas fronteiras do sistema, onde o sistema interage com as vizinhanças. Descreva as mudanças que ocorrem no sistema com o tempo.
(b) Repita a análise para um sistema que inclui apenas a bateria.

Solução

Dado: um gerador eólico turboelétrico fornece eletricidade para uma bateria.

Pede-se: para um sistema que consiste em (a) um gerador eólico turboelétrico, (b) uma bateria, identifique os locais onde o sistema interage com as vizinhanças e descreva as mudanças que ocorrem no sistema com o tempo.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

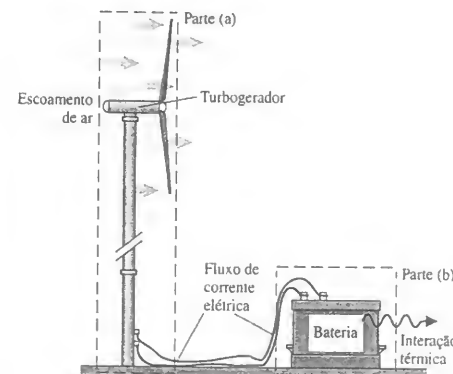



Fig. E1.1.

Modelo de Engenharia:

1. Na parte (a), o sistema é o volume de controle mostrado pela linha tracejada na figura.
2. Na parte (b), o sistema é o sistema fechado mostrado pela linha tracejada na figura.
3. A velocidade do vento é constante.

Análise:

(a) Neste caso, a turbina eólica é estudada como um volume de controle, com fluxo de ar através da fronteira. Uma outra interação principal entre o sistema e as suas vizinhanças é a corrente elétrica que passa pelos fios. No entanto, sob um ponto de vista macroscópico essa interação não é considerada uma transferência de massa. Com um vento uniforme, o turbogerador possivelmente atingirá um regime permanente de operação, em que a velocidade de rotação das pás é constante e é gerada uma corrente elétrica constante.

❶ **(b)** Neste caso, a bateria é estudada como um sistema fechado. A principal interação entre o sistema e suas vizinhanças é a corrente elétrica que passa pela bateria através da fiação. Conforme discutido na parte (a), esta interação não é considerada uma transferência de massa. À medida que a bateria é carregada e ocorrem reações químicas em seu interior, a temperatura da superfície da bateria pode se tornar um pouco elevada, e uma interação térmica entre a ba-

teria e suas vizinhanças pode ocorrer. Essa interação possui possivelmente uma importância secundária. Além disso, conforme a bateria é carregada, seu estado muda com o tempo. A bateria não está em regime permanente.

Usando termos familiares vistos no curso de Física, o sistema da parte (a) envolve a *conversão* de energia cinética em eletricidade, enquanto o sistema da parte (b) envolve o *armazenamento* de energia no interior da bateria.

Teste-Relâmpago

Pode-se considerar que um sistema *geral*, que consiste no turbogerador e na bateria, opera em regime permanente? Explique.

Resposta Não. Um sistema está em regime permanente apenas se nenhuma de suas propriedades varia com o tempo.

Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo apresentamos alguns dos conceitos fundamentais e definições usados no estudo da termodinâmica. Os princípios da termodinâmica são aplicados por engenheiros para analisar e projetar uma grande variedade de dispositivos destinados a atender às necessidades humanas.

Um aspecto importante da análise termodinâmica é o de identificar sistemas e descrever o comportamento de sistemas em termos de propriedades e de processos. Três propriedades importantes discutidas neste capítulo são: o volume específico, a pressão e a temperatura.

Em termodinâmica consideramos sistemas em estados de equilíbrio e sistemas que passam por processos (mudanças de estado). Estudamos processos nos quais os estados intermediários não são estados de equilíbrio e processos em que o desvio do equilíbrio é desprezível.

Neste capítulo, introduzimos as unidades de massa, comprimento, tempo, força e temperatura no SI e no sistema inglês de engenharia. É necessário se familiarizar com ambos os sistemas de unidades durante o uso deste livro. Os *fatores de conversão* podem ser encontrados no início do livro.

O Cap. 1 foi finalizado com discussões sobre como a termodinâmica pode ser usada em um projeto de engenharia e como resolver problemas de termodinâmica de uma forma sistemática.

Este livro possui várias características que facilitam o estudo e contribuem para uma melhor compreensão. Para uma visão geral, veja *Como Usar Este Livro de Forma Eficaz*, no início do livro.

Os itens a seguir fornecem um guia de estudo para este capítulo. Ao término do estudo do texto e dos exercícios dispostos no final do capítulo você estará apto a

- descrever o significado dos termos dispostos em negrito ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O conjunto de conceitos fundamentais listados mais adiante é particularmente importante para os capítulos subseqüentes.
- usar as unidades de massa, comprimento, tempo, força e temperatura no SI e no sistema inglês de engenharia e aplicar apropriadamente a segunda lei de Newton, Eqs. 1.16-1.19.
- trabalhar em uma base molar utilizando a Eq. 1.8.
- identificar uma fronteira apropriada de um sistema e descrever as interações entre o sistema e suas vizinhanças.
- aplicar a metodologia de solução de problemas discutida na Seção 1.9.

Conceitos Fundamentais na Engenharia

vizinhanças
fronteira
sistema fechado
volume de controle
propriedade
estado
processo
propriedade extensiva
propriedade intensiva
equilíbrio
volume específico
pressão
temperatura
escala Kelvin
escala Rankine

Equações Principais

$n = m/M$	(1.8)	Relação entre quantidades de matéria em uma base mássica, m, e uma base molar, n.
$T(°R) = 1{,}8\,T(K)$	(1.16)	Relação entre as temperaturas Rankine e Kelvin.
$T(°C) = T(K) - 273{,}15$	(1.17)	Relação entre as temperaturas Celsius e Kelvin.
$T(°F) = T(°R) - 459{,}67$	(1.18)	Relação entre as temperaturas Fahrenheit e Rankine.
$T(°F) = 1{,}8\,T(°C) + 32$	(1.19)	Relação entre as temperaturas Fahrenheit e Celsius.

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Considere como sistema um soprador de folhas impulsionado por um motor a gasolina. A análise mais correta deve ser feita utilizando-se o conceito de sistema fechado ou por meio de um volume de controle? Há algum impacto ambiental associado a um soprador de folhas? Repita esta análise para um soprador de folhas *elétrico*.

2. Que componentes seriam requeridos por um projeto de laboratório para o ensino médio de uma escola, visando determinar a eletricidade gerada por um *hamster* correndo em sua roda de exercícios?

3. Baseado em uma análise macroscópica, uma quantidade de ar a 100 kPa e 20°C encontra-se em equilíbrio. No entanto, os átomos e moléculas que compõem o ar encontram-se em constante movimento. Como você pode resolver essa aparente contradição?

4. Ar a 1 atm (101.325 Pa) e 70°F (21,1°C), contido em um tanque fechado, satisfaz a hipótese de meio contínuo. No entanto, quando uma quantidade suficiente de ar é extraída do tanque esta hipótese não se aplica ao ar restante. Por quê?

5. O que é um *nanotubo*?

6. O valor de uma propriedade intensiva, tal como a pressão ou a temperatura, pode ser uniforme em relação à posição ao longo de um sistema? Ele pode ser constante com o tempo? Ele pode ser constante com ambos?

7. Você já deve ter usado em outras matérias da engenharia ou da Física a unidade de massa *slug* (14,6 kg). Qual a relação entre o slug e a massa (libra-massa)? O slug é uma unidade de massa conveniente?

8. Laura toma o elevador no décimo andar do prédio em que trabalha para descer ao saguão. Ela deveria esperar que a pressão do ar entre os dois níveis fosse muito diferente?

9. As pressões *sistólica* e *diastólica* registradas na aferição da pressão sanguínea são absolutas, manométricas ou de vácuo?

10. Uma folha de dados indica que a pressão na entrada de uma bomba é de −15 kPA. O que indica essa pressão negativa?

11. Quando edifícios possuem grandes ventiladores de exaustão, as portas externas podem apresentar dificuldade para serem abertas devido à diferença de pressão entre os lados interno e externo. Você acredita que seria possível abrir uma porta de 4 por 7 ft (1,2 por 2,1 m) se a pressão interna fosse de 0,04 lbf/in² (275,8 Pa)(vácuo)?

12. Como fazem os dermatologistas para remover lesões pré-cancerosas na pele através da *criocirurgia*?

13. Quando o painel de instrumentos de um carro fornece a temperatura do ar externo, onde está localizado o sensor de temperatura?

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Explorando Conceitos sobre Sistemas

1.1 Usando a Internet, obtenha informações sobre a operação de uma aplicação listada na Tabela 1.1. Obtenha informações suficientes para fornecer uma descrição completa da aplicação, juntamente com os aspectos relevantes da termodinâmica. Apresente os resultados de sua pesquisa em um memorando.

1.2 Conforme ilustrado na Fig. P1.2, água circula através de um sistema de tubulação, suprindo várias necessidades domésticas. Considerando o aquecedor de água como um sistema, identifique os locais na fronteira do sistema, onde o sistema interage com suas vizinhanças e descreva o que acontece no interior do sistema. Repita a análise para a lavadora de louças e para o chuveiro. Apresente suas conclusões em um memorando.

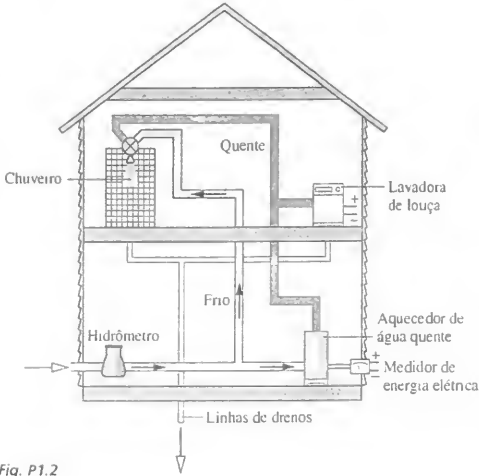



Fig. P1.2

1.3 Aquários de recife, como o ilustrado na Fig. P1.3, são atrações populares. Tais instalações empregam uma variedade de dispositivos, incluindo aquecedores, bombas, filtros e controladores, para criar um ambiente saudável para os seres vivos que residem no aquário, os quais incluem tipicamente espécies de peixes, juntamente com corais, mariscos e anêmonas. Considerando um aquário de recife como um sistema, identifique os locais na fronteira do sistema onde este interage com suas vizinhanças. Usando a Internet, descreva o que acontece no interior do sistema e comente medidas para manter a saúde e a segurança da vida aquática. Repita a análise para a lavadora de louças e para o chuveiro. Apresente suas conclusões em um memorando.

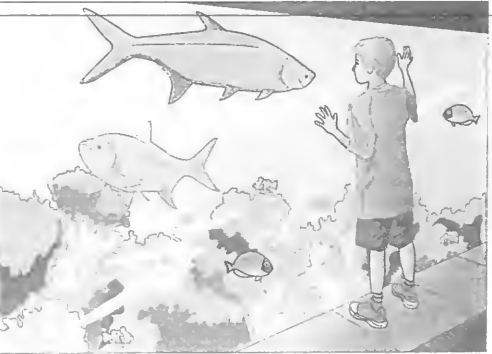



Fig. P1.3

Trabalhando com Força e Massa

1.4 Um objeto possui uma massa de 10 lb (4,5 kg). Determine o seu peso, em lbf, em um local onde a aceleração da gravidade é 31,0 ft/s² (9,4 m/s²).

1.5 Um objeto pesa 25 kN em um local onde a aceleração da gravidade é 9,8 m/s². Determine sua massa em kg.

1.6 Se o Super-Homem possui uma massa de 100 kg no planeta onde nasceu, chamado Krypton, onde a aceleração da gravidade é 25 m/s², determine (a) seu peso em Krypton, em N, e (b) sua massa, em kg, e seu peso, em N, na Terra, onde $g = 9{,}81$ m/s².

1.7 Uma pessoa cuja massa é 150 lb (68,0 kg) pesa 144,4 lbf (642,3 N). Determine (a) a aceleração *local* da gravidade em ft/s² e (b) a massa da pessoa, em lb, e o peso, em lbf, se g = 32,174 ft/s² (9,8 m/s²).

1.8 Um gás ocupa um volume de 25 ft³ (0,71 m³) e pesa 3,5 lbf (15,6 N) na Lua, onde a aceleração da gravidade é de 5,47 ft/s² (1,7 m/s²). Determine o seu peso, em lbf, e sua massa específica, em lb/ft³, em Marte, onde g = 12,86 ft/s² (3,9 m/s²).

1.9 Em vários acidentes frontais severos de automóveis uma desaceleração de 60 g ou mais (1 g = 32,2 ft/s² = 9,8 m/s²) freqüentemente resulta em uma fatalidade. Que força, em lbf, age sobre uma criança cuja massa é de 50 lb (22,7 kg), quando sujeita a uma desaceleração de 60 g?

1.10 Os pesos atômico e molecular de algumas substâncias de uso corrente estão listados nas tabelas do Apêndice A-1 e A-1E. Usando os dados da tabela apropriada, determine

(a) a massa, em kg, de 10 kmol de cada uma das seguintes substâncias: ar, H_2O, Cu e SO_2.

(b) o número de lbmol em 20 lb (9,1 kg) de cada uma das seguintes substâncias: Ar, H_2, N_2 e C.

1.11 Quando um objeto de 5 kg de massa é suspenso por uma mola, observa-se uma distensão de 8 cm. A deflexão da mola possui uma relação linear com o peso da massa suspensa. Quanto vale a constante de proporcionalidade, em newtons por cm, se g = 9,81 m/s²?

1.12 Uma mola se comprime de 0,12 in (0,003 m) para cada 1 lbf (4,4 N) de força aplicada. Determine a deflexão da mola, em polegadas, causada pelo peso de um objeto cuja massa é de 15 lb (6,8 kg). A aceleração local da gravidade é dada por g = 31,4 ft/s² (9,6 m/s²).

1.13 Um instrumento simples para medir a aceleração da gravidade emprega uma mola *linear* por meio da qual uma massa é suspensa. A mola se distende de 0,291 in (0,007 m) em um local na Terra onde a aceleração é de 32,174 ft/s² (9,8 m/s²). Se a mola se distende em 0,116 in (0,003 m) quando o instrumento se encontra em Marte, qual é a aceleração da gravidade marciana? Qual seria a distensão da mola na Lua, onde g = 5,471 ft/s² (1,7 m/s²)?

1.14 Estime a magnitude da força, em lbf, exercida por um cinto de segurança em um motorista de 200 lb (90,7 kg) durante uma colisão frontal que desacelera um carro de 10 mi/h (4,5 m/s) até o repouso em 0,1 s. Exprima a desaceleração deste carro em múltiplos da aceleração-padrão da gravidade, ou g.

1.15 Um objeto cuja massa é 2 kg é submetido a uma força que o impulsiona para cima. A única outra força agindo sobre o objeto é a força da gravidade. A aceleração líquida do objeto é para cima com uma magnitude de 5 m/s². A aceleração da gravidade é de 9,81 m/s². Determine a magnitude da força que impulsiona o corpo para cima, em N.

1.16 Um objeto cuja massa é 35 lb (15,9 kg) é submetido a uma força de 15 lbf (66,7 N) que o impulsiona para cima. A única outra força agindo sobre o objeto é a força da gravidade. Determine a aceleração líquida do objeto, em ft/s², considerando que a aceleração da gravidade é constante, g = 32,2 ft/s² (9,8 m/s²). A aceleração líquida é para cima ou para baixo?

1.17 Um astronauta pesa 700 N na Terra, onde g = 9,81 m/s². Qual o peso do astronauta, em N, em uma estação espacial em órbita, onde a aceleração da gravidade é 6 m/s²? Expresse cada peso em lbf.

1.18 Se a variação da aceleração da gravidade, em m/s², com a altura z, em metros, acima do nível do mar é dada por $g = 9{,}81 - (3{,}3 \times 10^{-6})z$, determine a variação percentual do peso de um avião quando este está a 10 km altitude e se dirige a uma pista no nível do mar.

1.19 O tanque de armazenamento de uma torre d'água tem um formato aproximadamente esférico com 30 ft (9,1 m) de raio. Se a massa específica da água é de 62,4 lb/ft³ (999,5 kg/m³), qual é a massa de água armazenada na torre, em lb, quando o tanque está cheio? Qual é o peso, em lbf, da água se a aceleração local da gravidade é 32,1 ft/s² (9,8 m/s²)?

1.20 Conforme ilustrado na Fig. P1.20, um cilindro feito de sucata compactada medindo 2 m de comprimento e 0,5 m de diâmetro é suspenso por uma balança de mola em um local onde a aceleração da gravidade é 9,78 m/s². Se a massa específica da sucata, em kg/m³, varia com a posição z de acordo com $\rho = 7800 - 360\,(z/L)^2$, determine a leitura da escala, em N.

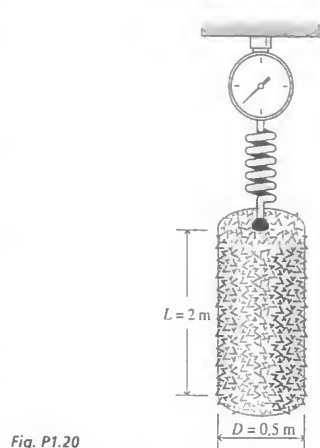



Fig. P1.20

Usando Volume Específico e Pressão

1.21 Um sistema fechado que consiste em 0,5 kmol de amônia ocupa um volume de 6 m³. Determine (a) o peso do sistema, em N, e (b) o volume específico, em m³/kmol e m³/kg. Considere g = 9,81 m/s².

1.22 Um balão esférico de 10 ft (3,0 m) de diâmetro contém 35 lb (15,9 kg) de ar. Determine para o ar (a) o volume específico, em ft³/lb e ft³/lbmol, e (b) o peso, em lbf. Considere g = 31,0 ft/s² (9,4 m/s²).

1.23 Um recipiente fechado com volume de 1 litro contém $2{,}5 \times 10^{22}$ moléculas de vapor de amônia. Determine para a amônia (a) a quantidade presente, em kg e kmol, e (b) o volume específico, em m³/kg e m³/kmol.

1.24 O volume específico do vapor d'água a 0,3 MPa e 160°C é dado por 0,651 m³/kg. Se o vapor d'água ocupa um volume de 2 m³, determine (a) a quantidade presente, em kg e kmol, e (b) o número de moléculas.

1.25 Quinze quilos de dióxido de carbono (CO_2) são introduzidos em um cilindro que possui um volume de 20 m³ e inicialmente contém 15 kg de CO_2 a uma pressão de 10 bar. Mais tarde, uma pequena fratura se desenvolve, e o gás vaza lentamente do cilindro.

(a) Determine o volume específico, em m³/kg, do CO_2 no cilindro em sua condição inicial. Repita este cálculo após a adição de 15 kg.

(b) Esboce graficamente a quantidade de CO_2 que vaza do cilindro, em kg, *versus* o volume específico do CO_2 restante no cilindro. Considere que v varia até 1,0 m³/kg, no máximo.

1.26 Consultando a internet, obtenha as condições do tempo em três locais de sua escolha. Para cada um desses lugares expresse a pressão atmosférica local em bar e em atmosferas.

1.27 Um sistema fechado que consiste em 5 kg de um gás sofre um processo durante o qual a relação entre a pressão e o volume específico é dada por $p\,v^{1,3}$ = *constante*. O processo se inicia com p_1 = 1 bar, v_1 = 0,2 m³/kg e termina com p_2 = 0,25 bar. Determine o volume final, em m³, e represente o processo em um gráfico de pressão *versus* o volume específico.

1.28 Um sistema fechado que consiste em 2 lb (0,91 kg) de um gás sofre um processo durante o qual a relação entre a pressão e o volume é dada por pV^n = *constante*. O processo se inicia com p_1 = 20 lbf/in² (137.896 Pa), V_1 = 10 ft³ (0,28 m³) e termina com p_2 = 100 lbf/in² (689.480 Pa), V_2 = 2,9 ft³ (0,08 m³). Determine (a) o valor de n e (b) o volume específico nos estados 1 e 2, em ft³/lb. Esboce cada um dos processos em um gráfico pressão-volume.

1.29 Um sistema que consiste em nitrogênio (N_2) em um conjunto cilindro-pistão, inicialmente a p_1 = 20 lbf/in² (137. 896 Pa), ocupa um volume de 2,5 ft³ (0,07 m³). O nitrogênio é comprimido para p_2 = 100 lbf/in² (689.480 Pa) e um volume final de 1,5 ft³ (0,04 m³). Durante o processo, a relação entre a pressão e o volume é linear. Determine a pressão, em lbf/in², em um estado intermediário em que o volume é de 2,1 ft³ (0,06 m³), e esboce o processo em um gráfico de pressão *versus* volume.

1.30 Um gás inicialmente a p_1 = 1 bar e ocupando um volume de 1 L é comprimido no interior de um conjunto cilindro-pistão até uma pressão final p_2 = 4 bar.

(a) Se a relação entre a pressão e o volume durante a compressão é dada por pV = *constante*, determine o volume, em litros, para uma pressão de 3 bar. Trace também o processo global em um gráfico pressão *versus* volume.

(b) Repita a análise para uma relação linear pressão-volume entre os mesmos estados finais.

1.31 Um gás contido em um conjunto cilindro-pistão sofre três processos em série:

Processo 1-2: compressão com pV = *constante*, partindo de p_1 = 1 bar, V_1 = 1,0 m³ até V_2 = 0,2 m³

Processo 2-3: Expansão a pressão constante até V_3 = 1,0 m³

Processo 3-1: Volume constante

Esboce os processos em série em um diagrama p–V, atribuindo valores para pressão e volume a cada estado descrito.

1.32 Conforme ilustrado na Fig. 1.7, um manômetro está conectado a um tanque de gás no qual a pressão é de 104,0 kPa. O fluido manométrico é o mercúrio, com massa específica igual a 13,59 g/cm³. Considerando que g = 9,81 m/s² e a pressão atmosférica é 101,33 kPa, calcule

(a) a diferença de nível do mercúrio no manômetro, em cm.

(b) a pressão manométrica do gás, em kPa.

1.33 Um manômetro de vácuo instalado no duto de entrada de um ventilador fornece uma leitura de 4,2 in (0,11 m). A pressão atmosférica nas vizinhanças é de 14,5 lbf/in² (99.975 Pa). Determine a pressão absoluta no interior do duto, em lbf/in². A massa específica do fluido manométrico é de 49,94 lb/ft³ (799,9 kg/m³), e a aceleração da gravidade é de 32,2 ft/s² (9,7 m/s²).

1.34 A pressão absoluta no interior de um tanque é de 0,4 bar, e a pressão atmosférica nas vizinhanças é de 98 kPa. Que leitura, em kPa, seria fornecida por um manômetro de Bourdon instalado no tanque? Esta leitura é *manométrica* ou de *vácuo*?

1.35 O barômetro apresentado na Fig. P1.35 contém mercúrio (ρ = 13,59 g/cm³). Se a pressão atmosférica local é de 100 kPa e g = 9,81 m/s², determine a altura da coluna de mercúrio, L, em mmHg e inHg.

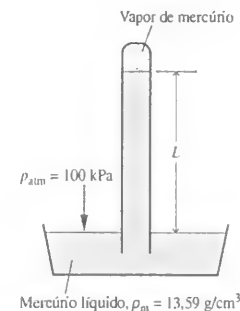



Fig. P1.35

1.36 Água escoa através de um *medidor Venturi*, conforme ilustrado na Fig. P1.36. A pressão da água no tubo suporta colunas de água que diferem de 10 in (0,25 m) de altura. Determine a diferença de pressão entre os pontos a e b, em lbf/in². A pressão aumenta ou diminui na direção do escoamento? A pressão atmosférica é de 14,7 lbf/in² (101.354 Pa), o volume específico da água é de 0,01604 ft³/lb (0,001 m³/kg) e a aceleração da gravidade é g = 32,0 ft/s² (9,7 m/s²).

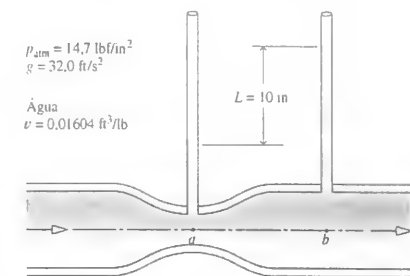



Fig. P1.36

1.37 A Fig. P1.37 mostra um tanque no interior de um outro, cada um contendo ar. A pressão absoluta no tanque A é de 267,7 kPa. O manômetro A está instalado no interior do tanque B e registra 140 kPa. O manômetro de tubo em U conectado ao tanque B contém mercúrio. Usando os dados do diagrama, determine a pressão absoluta no interior do tanque B, em kPa. A pressão atmosférica nas vizinhanças do tanque B é de 101 kPa. A aceleração da gravidade é g = 9,81 m/s².

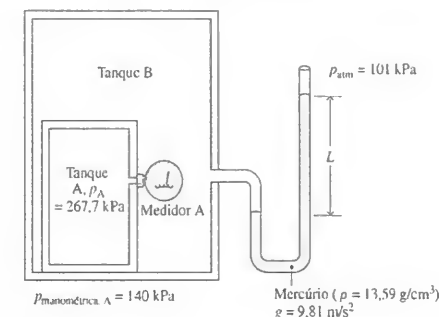



Fig. P1.37

1.38 Conforme ilustrado na Fig. P1.38, um veículo de exploração submarina submerge de uma profundidade de 1000 ft (304,8 m). Considerando que a pressão atmosférica na superfície é de 1 atm, a massa específica da água é de 62,4 lb/ft³ (999,5 kg/m³) e g = 32,2 ft/s² (9,8 m/s²), determine a pressão sobre o veículo em atm.

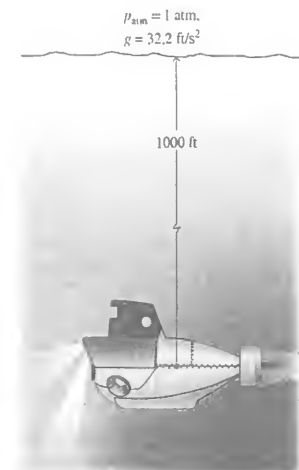



Fig. P1.38

1.39 Um manômetro de vácuo indica que a pressão do dióxido de carbono em um tanque fechado é −10 kPa. Um barômetro de mercúrio fornece a pressão atmosférica local dada por 750 mmHg. Determine a pressão absoluta do dióxido de carbono, em kPa. A massa específica do mercúrio é 13,59 g/cm³ e g = 9,81 m/s².

1.40 Refrigerante 22 entra no compressor de um sistema de refrigeração a uma pressão absoluta de 20 lbf/in² (137.896 Pa). Um medidor de pressão na saída do compressor indica uma pressão de 280 lbf/in² ($1{,}9 \times 10^6$ Pa) (manométrica). A pressão atmosférica é de 14,6 lbf/in² (100.664 Pa). Determine a variação entre a pressão absoluta de entrada e a de saída, em lbf/in² (Pa), e a razão entre a pressão de saída e a de entrada.

1.41 Conforme ilustrado na Fig. P1.41, um conjunto cilindro-pistão vertical com um resistor elétrico instalado contém ar. A atmosfera exerce uma pressão de 14,7 lbf/in² (101.354 Pa) no topo do pistão, o qual tem uma massa de 100 lb (45,4 kg) e uma área frontal corresponde a 1 ft² (0,09 m²). Conforme a corrente elétrica passa através do resistor o volume de ar aumenta, enquanto o pistão se move lentamente no cilindro. A aceleração local da gravidade é g = 32,0 ft/s² (9,7 m/s²). Determine a pressão do ar no conjunto cilindro-pistão, em lbf/in² e em psig.

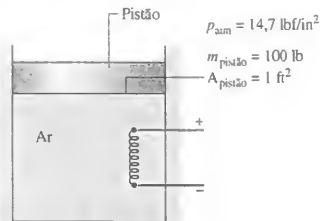



Fig. P1.41

1.42 Um conjunto cilindro-pistão orientado horizontalmente contém ar quente, conforme mostra a Fig. P1.42. O ar é resfriado lentamente partindo do volume inicial de 0,003 m³ até o volume final de 0,002 m³. Durante o processo a mola exerce uma força que varia linearmente do valor inicial de 900 N até o valor final correspondente a zero. A pressão atmosférica é de 100 kPa, e a área frontal do pistão é de 0,018 m². O atrito entre o pistão e a parede do cilindro pode ser desprezado. Para o ar contido no interior do conjunto cilindro-pistão determine a pressão inicial e a final, ambas em kPa e atm.

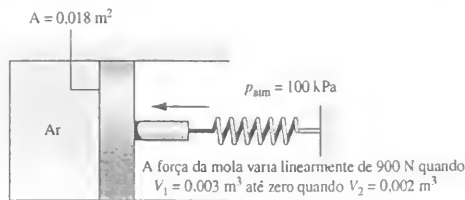



Fig. P1.42

1.43 A Fig. P1.43 mostra um conjunto vertical cilindro-pistão contendo ar. Uma mola é conectada sobre o topo do pistão de 10 kg e exposta à pressão atmosférica de 1 bar. Inicialmente, a base do pistão encontra-se em x = 0 e a mola exerce uma força desprezível sobre o mesmo. A válvula é aberta e ar entra no cilindro pela linha de alimentação, causando um aumento de volume no ar de $3{,}9 \times 10^{-4}$ m³. A força exercida pela mola conforme o ar se expande no interior do cilindro varia linearmente com x de acordo com

$$F_{mola} = kx$$

onde k = 10 000 N/m. A área de face do pistão é de $7{,}8 \times 10^{-3}$ m². Desprezando o atrito entre o pistão e as paredes do cilindro, determine a pressão do ar no interior do cilindro, em bar, quando o pistão se encontra em sua posição inicial. Repita esse cálculo para o pistão em sua posição final. A aceleração local da gravidade é 9,81 m/s².

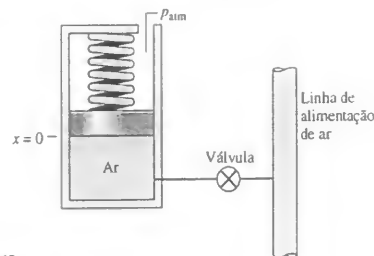



Fig. P1.43

1.44 Determine a força total, em kN, no fundo de uma piscina de 100 × 50 m. A profundidade da piscina varia linearmente ao longo do seu comprimento de 1 até 4 m. Determine também a pressão no chão no centro da piscina, em kPa. A pressão atmosférica é de 0,98 bar, a massa específica da água é de 998,2 kg/m³ e a aceleração local da gravidade é de 9,8 m/s².

1.45 A pressão da água em um encanamento geral de água localizado no nível da rua pode ser insuficiente para que a água alcance os andares superiores de edifícios altos. Nesse caso, a água pode ser bombeada para cima em direção a um tanque que abastece o edifício de água por gravidade. Para um tanque de armazenamento aberto, no topo de um edifício de 300 ft (91,4 m) de altura, determine a pressão, em lbf/in², no fundo do tanque quando contém água até uma profundidade de 20 ft (6,1 m). A massa específica da água é de 62,2 lb/ft³ (996,3 kg/m³), g = 32,0 ft/s² (9,7 m/s²), e a pressão atmosférica local é de 14,7 lbf/in² (101.354 Pa).

1.46 A Fig. P1.46 ilustra um manômetro *inclinado* usado para medir a pressão de um gás em um reservatório. (a) Usando os dados da figura, determine a pressão do gás em lbf/in². (b) Expresse a pressão manométrica ou a pressão de vácuo, conforme apropriado, em lbf/in². (c) Qual a vantagem que o manômetro inclinado apresenta sobre o manômetro do tipo tubo em U mostrado na Fig. 1.7?

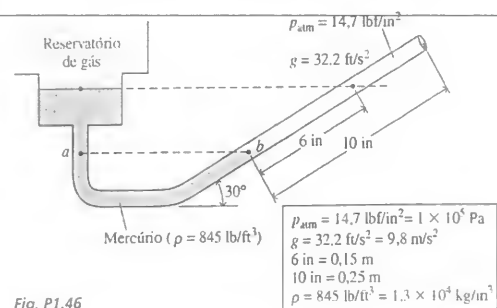



Fig. P1.46

1.47 A variação de pressão na biosfera afeta não apenas os seres vivos, mas também sistemas como aviões e veículos de exploração submarina.

(a) Represente graficamente a variação da pressão atmosférica, em atm, *versus* a elevação z acima do nível do mar, em km, no intervalo entre 0 e 10 km. Admita que o volume específico da atmosfera, em m³/kg, varie com a pressão local p, em kPa, de acordo com $v = 72{,}435/p$.

(b) Ilustre graficamente a variação da pressão, em atm, *versus* a profundidade z abaixo do nível do mar, em km, no intervalo entre 0 e 2 km. Admita que o volume específico da água do mar é constante, $v = 0{,}956 \times 10^{-3}$ m³/kg.

Em cada caso considere g = 9,81 m/s² e que a pressão no nível do mar é de 1 atm.

1.48 Mil kg de gás natural a 100 bar e 255 K (−18,1°C) encontram-se armazenados em um tanque. Se a pressão, p, o volume específico, v, e a temperatura, T, do gás estão relacionados pela seguinte expressão

$$p = [(5{,}18 \times 10^{-3})T/(v - 0{,}002668)] - (8{,}91 \times 10^{-3})/v^2$$

onde v é dado em m³/kg, T em K e p em bar, determine o volume do tanque em m³. Represente graficamente também a variação da pressão *versus* o volume específico para as *isotermas* T = 250 K (−23,1°C), 500 K (226,8°C) e 1000 K (726,8°C).

1.49 Um tanque de 82,3 ft³ (2,3 m³) contém vapor d'água a 1500 lbf/in² ($10{,}3 \times 10^6$ Pa) e 1140°R (360,2°C). Se a pressão, p, o volume específico, v, e a temperatura, T, do vapor d'água estão relacionados pela expressão

$$p = [(0{,}5954)T/(v - 0{,}2708)] - (63{,}36)/v^2$$

onde v é dado em ft³/lb, T em °R e p em lbf/in², determine a massa da água no tanque. Esboce graficamente também a pressão *versus* o volume específico para as *isotermas* T = 1200°R (393,5°C), 1400°R (504,6°C) e 1600°R (615,7°C).

Explorando Temperatura

1.50 Converta as seguintes temperaturas de °C para °F: (a) 21°C, (b) −40°C, (c) 500°C, (d) 0°C, (e) 100°C, (f) −273,15°C. Converta cada temperatura para °R.

1.51 Converta as seguintes temperaturas de °F para °C: (a) 68°F, (b) −40°F, (c) 500°F, (d) 0°F, (e) 212°F, (f) −459,67°F. Converta cada temperatura para K.

1.52 A queima de gás natural com o ar resulta em produtos gasosos a 1985°C. Expresse esta temperatura em K, °R e °F.

1.53 A temperatura de uma criança doente com febre foi registrada como 40°C. A temperatura normal de uma criança é 37°C. Expresse ambas as temperaturas em °F.

1.54 O grau Rankine representa uma unidade de temperatura menor ou maior do que o grau Kelvin? Explique.

1.55 Conforme ilustrado na Fig. P1.55, um tubo d'água de pequeno diâmetro passa através da parede exterior de uma residência cuja espessura é de 6 in (0,15 m). Admitindo que a temperatura varie linearmente com a posição x ao longo da parede desde 68°F (20°C) até 20°F (−6,7°C), a água no interior da tubulação iria congelar? Explique.

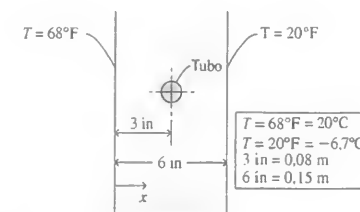



Fig. P1.55

1.56 Qual é (a) a temperatura mais baixa registrada na Terra, que ocorre *naturalmente*, (b) a temperatura mais baixa registrada em um laboratório na Terra? (c) a temperatura mais baixa registrada no sistema solar da Terra, e (d) a temperatura do espaço profundo, cada uma em K?

1.57 Qual é o aumento máximo e a diminuição máxima relativa à temperatura normal do corpo, que é de 37°C, que as pessoas podem suportar antes que ocorram complicações médicas sérias? Escreva cada uma delas em °C.

1.58 Para termômetros de bulbo, a propriedade termométrica corresponde à variação no comprimento do líquido no termômetro com a temperatura. Entretanto, outros efeitos presentes podem afetar a temperatura lida em tais termômetros. Quais são alguns deles?

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

1.1P O problema do *aquecimento global* tem recebido considerável atenção atualmente. Escreva um relatório técnico que inclua pelo menos três referências acerca do tópico aquecimento global. Explique o que significa o termo aquecimento global e discuta objetivamente a evidência científica citada como base de que o aquecimento global realmente ocorre.

1.2P Barômetros e termômetros de bulbo são normalmente usados com mercúrio, o qual é reconhecido atualmente como uma substância que pode causar riscos à saúde. Investigue as complicações médicas da exposição ao mercúrio. Escreva um relatório com no mínimo três referências.

1.3P Liste vários aspectos de engenharia econômica relevantes para um projeto. Com relação a custos, quais os importantes fatores que devem ser considerados em um projeto de engenharia? Discuta o que se entende por *custos anualizados*? Apresente seus resultados em um memorando.

1.4P Determine as contribuições atribuídas ao carvão, ao gás natural, ao óleo, à biomassa, à energia nuclear, à energia da água, à energia eólica e à energia solar que os serviços públicos de energia elétrica, que atendem a sua região proporcionam aos clientes. Resuma seus resultados em um gráfico de fatias. Para cada 1% de contribuição, ou mais, do total, identifique as emissões de ar associadas, resíduos sólidos produzidos, incluindo rejeitos radioativos e os impactos na vida selvagem. Escreva um relatório com no mínimo três referências.

1.5P O equipamento que registra a imagem por ressonância magnética (IRM) emprega um forte campo magnético para produzir figuras detalhadas de órgãos internos e tecidos. Conforme ilustrado na Fig. P1.5P, o paciente se recosta sobre uma mesa que desliza para dentro de uma abertura cilíndrica onde o campo é criado. Considerando um scanner IRM como um sistema, identifique os locais na fronteira do sistema em que o sistema interage com suas vizinhanças. Descreva também o que acontece no interior do sistema e as medidas tomadas para o conforto e a segurança do paciente. Escreva um relatório com no mínimo três referências.

Fig. P1.5P

1.6P O *esfigmomanômetro* normalmente usado para medir a pressão sanguínea está ilustrado na Fig. P1.6P. Durante o teste a braçadeira é colocada em volta do braço do paciente e é completamente inflada, por meio de repetidas compressões no bulbo de inflação. Então, à medida que a braçadeira é gradualmente reduzida, os sons das artérias, conhecidos como sons *Korotkoff*, são monitorados com um estetoscópio. Usando esses sons como parâmetro as pressões *sistólica* e *diastólica* podem ser identificadas. Essas pressões são registradas em termos do comprimento da coluna de mercúrio. Investigue a base física para os sons Korotkoff, sua função na identificação das pressões sistólica e diastólica e por que essas pressões são significativas na prática da medicina. Escreva um relatório com no mínimo três referências.

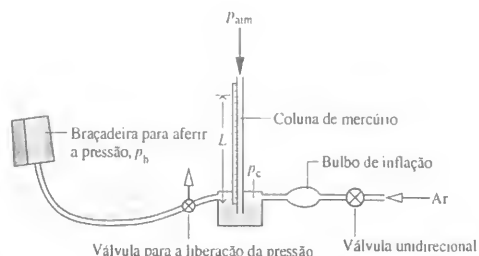



Fig. P1.6P

1.7P Projete uma bomba de ar de potência humana, de baixo custo, compacta, de baixo peso, portátil, capaz de direcionar uma corrente de ar para limpar teclados de computadores, placas de circuitos e alcançar locais de difícil acesso em dispositivos eletrônicos. A bomba não pode usar eletricidade, incluindo baterias, nem empregar quaisquer propelentes químicos. Todos os materiais devem ser recicláveis. Devido à proteção das patentes existentes, a bomba deve ser uma *alternativa distinta* para a bomba familiar, a bomba de ar para a bicicleta, os produtos existentes destinados a limpar o computador mencionado e as tarefas de limpeza eletrônica.

1.8P Em Bangladesh, níveis elevados de arsênico, que é um veneno sem gosto, sem odor e sem cor, estão presentes em poços de subsolos que fornecem água para beber a milhões de pessoas que moram nas áreas rurais. Identifique tecnologias de tratamento, acessíveis e fáceis de usar, para remover o arsênico dessas águas utilizadas para beber. As tecnologias consideradas podem incluir abordagens de *materiais inteligentes* e outras abordagens relativas à nanotecnologia, mas não devem estar limitadas às mesmas.

1.9P Conduza um projeto com prazo estabelecido no ramo da bioengenharia que pode ser realizado de forma independente ou em um pequeno grupo. O projeto envolve um dispositivo ou técnica para cirurgias minimamente invasivas, um dispositivo implantável para administrar medicamentos, um biossensor, sangue artificial ou algo de interesse especial para você ou seu grupo de projeto. Você pode levar diversos dias para pesquisar sobre a sua idéia de projeto e, então, preparar uma breve proposta escrita, incluindo diversas referências que forneçam uma declaração geral do conceito-base, além de uma lista de objetivos. Durante o projeto, observe os procedimentos para um bom projeto, tais como os discutidos na Seção 1.3 do *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons Inc., New York, 1996, por A. Bejan, G. Tsatsaronis e M. J. Moran. Escreva um relatório final bem documentado, incluindo três referências.

1.10P Conduza um projeto com prazo estabelecido envolvendo a Estação Espacial Internacional, ilustrada na Tabela 1.1, que pode ser realizado de forma independente ou em um pequeno grupo. O projeto pode envolver um experimento cujo comportamento é melhor em um ambiente com baixa gravidade, um dispositivo para o conforto ou uso dos astronautas ou algo de interesse especial para você ou seu grupo de projeto. Você pode levar diversos dias para pesquisar sobre a sua idéia de projeto e, então, preparar uma breve proposta escrita, incluindo diversas referências que forneçam uma declaração geral do conceito-base, além de uma lista de objetivos. Durante o projeto, observe os procedimentos para um bom projeto, tais como os discutidos na Seção 1.3 do *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons Inc., New York, 1996, por A. Bejan, G. Tsatsaronis e M. J. Moran. Escreva um relatório final bem documentado, incluindo três referências.

Energia e a Primeira Lei da Termodinâmica

Contexto de Engenharia

O conceito de energia é um conceito fundamental em termodinâmica, e um dos aspectos mais significativos de análise em engenharia. Neste capítulo discutimos energia e desenvolvemos equações para a aplicação do princípio da conservação de energia. A análise em questão é restrita a sistemas fechados. No Cap. 4 a discussão é estendida a volumes de controle.

A noção de energia é familiar, e você já conhece bastante sobre ela. No presente capítulo, vários aspectos importantes acerca do conceito de energia são desenvolvidos. Você já se deparou com alguns desses aspectos anteriormente. Uma idéia básica é a de que energia pode ser *armazenada* no interior de sistemas sob várias formas. A energia também pode ser *convertida* de uma forma em outra e *transferida* entre sistemas. Para sistemas fechados, a energia pode ser transferida por meio do trabalho e da *transferência de calor*. A quantidade total de energia é *conservada* em todas as transformações e transferências.

O **objetivo** deste capítulo é o de organizar essas idéias sobre energia de forma apropriada para uma análise de engenharia. A apresentação começa com uma revisão dos conceitos de energia oriundos da mecânica. O conceito termodinâmico de energia é então introduzido como uma extensão do conceito de energia em mecânica.

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo estará apto a....

- ☑ demonstrar conhecimento dos conceitos fundamentais relacionados à energia e à primeira lei da termodinâmica... incluindo energia interna, energia cinética e energia potencial; trabalho e potência; transferência de calor e modos de transferência de calor; taxa de transferência de calor; ciclo de potência; ciclo de refrigeração; e ciclo de bomba de calor.

- ☑ aplicar balanços de energia a sistemas fechados, modelando apropriadamente o caso em estudo e observando corretamente as convenções de sinais para o trabalho e a transferência de calor.

- ☑ conduzir análises de energia para sistemas submetidos a ciclos termodinâmicos, avaliando, conforme o caso, as eficiências térmicas dos ciclos de potência e os coeficientes de desempenho dos ciclos de refrigeração e bomba de calor.

2.1 Revendo os Conceitos Mecânicos de Energia

A partir das contribuições de Galileu e outros, Newton formulou uma descrição geral dos movimentos dos objetos sob a influência de forças aplicadas. As leis do movimento de Newton, que fornecem a base para a mecânica clássica, conduzem aos conceitos de *trabalho*, *energia cinética* e *energia potencial*, os quais eventualmente levam a um conceito mais amplo de energia. A presente discussão se inicia com uma aplicação da segunda lei do movimento de Newton.

2.1.1 Trabalho e Energia Cinética

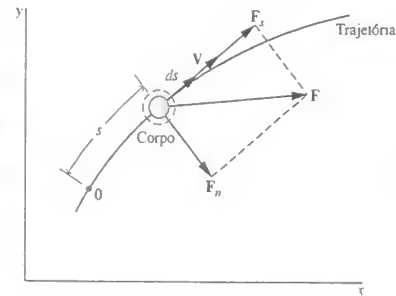



Fig. 2.1 Forças atuando sobre um sistema em movimento.

A curva na Fig. 2.1 representa a trajetória percorrida por um corpo de massa m (um sistema fechado) movendo-se em relação aos eixos coordenados x-y mostrados. A velocidade do centro de massa do corpo é denotada por **V**.[1] Sobre o corpo atua uma força resultante **F**, que pode variar em magnitude, de posição a posição, ao longo do caminho. A força resultante é decomposta em uma componente $\mathbf{F}_s$ tangente à trajetória e em uma componente $\mathbf{F}_n$ normal à trajetória. O efeito da componente $\mathbf{F}_s$ é o de mudar a magnitude da velocidade, enquanto o efeito da componente $\mathbf{F}_n$ é o de mudar a direção da velocidade. Conforme ilustrado na Fig. 2.1, s é a posição instantânea do corpo medida ao longo da trajetória, a partir de algum ponto fixo indicado por 0. Uma vez que a magnitude de **F** pode variar com a posição ao longo do caminho, as magnitudes de $\mathbf{F}_s$ e $\mathbf{F}_n$ são, em geral, funções de s.

Consideremos o corpo enquanto ele se move de $s = s_1$, onde a magnitude de sua velocidade é V_1, para $s = s_2$, onde sua velocidade é V_2. Para a presente discussão, admita que a única interação entre o corpo e sua vizinhança envolve a força **F**. Pela segunda lei do movimento de Newton, a magnitude da componente $\mathbf{F}_s$ está relacionada com a variação da magnitude de V por

$$F_s = m\frac{dV}{dt} \tag{2.1}$$

Usando a regra da cadeia, a equação anterior pode ser escrita como

$$F_s = m\frac{dV}{ds}\frac{ds}{dt} = mV\frac{dV}{ds} \tag{2.2}$$

onde $V = ds/dt$. Rearranjando a Eq. 2.2 e integrando de s_1 a s_2, obtém-se

$$\int_{V_1}^{V_2} mV\,dV = \int_{s_1}^{s_2} F_s\,ds \tag{2.3}$$

A integral no lado esquerdo da Eq. 2.3 é calculada como se segue:

$$\int_{V_1}^{V_2} mV\,dV = \frac{1}{2}mV^2\Big]_{V_1}^{V_2} = \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) \tag{2.4}$$

energia cinética

A quantidade $\frac{1}{2}mV^2$ é a ***energia cinética***, EC, do corpo. A energia cinética é uma grandeza escalar. A *variação* da energia cinética, ΔEC, do corpo é[2]

$$\Delta EC = EC_2 - EC_1 = \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) \tag{2.5}$$

A integral no lado direito da Eq. 2.3 é o *trabalho* realizado pela força F_s quando o corpo se move de s_1 até s_2 ao longo da trajetória. O trabalho também é uma grandeza escalar.

Utilizando-se a Eq. 2.4, a Eq. 2.3 fica

$$\frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) = \int_{s_1}^{s_2} \mathbf{F}\cdot d\mathbf{s} \tag{2.6}$$

onde a expressão para o trabalho foi escrita em termos do produto escalar do vetor força **F** pelo vetor deslocamento $d\mathbf{s}$. A Eq. 2.6 estabelece que o trabalho realizado pela força resultante sobre o corpo é igual à variação da sua energia cinética. Quando o corpo é acelerado pela força resultante, o trabalho realizado sobre o corpo pode ser considerado como uma *transferência* de energia *para* o corpo, *armazenada* sob a forma de energia cinética.

[1] Os símbolos em negrito indicam vetores. As magnitudes dos vetores são mostradas em tipo normal.
[2] O símbolo Δ significa sempre "o valor final menos o valor inicial". (N.T.)

Pode-se atribuir um valor à energia cinética conhecendo-se apenas a massa do corpo e a magnitude da sua velocidade instantânea em relação a um sistema de coordenadas especificado, sem considerar como essa velocidade foi atingida. Assim, a *energia cinética é uma propriedade* do corpo. Como a energia cinética está associada ao corpo como um todo, ela é uma propriedade extensiva.

Energia e Meio Ambiente

Você já desejou saber o que acontece com a energia cinética quando você pisa no pedal do freio do seu carro em movimento? Esse tipo de questionamento fez com que engenheiros de automóveis chegassem ao veículo *elétrico híbrido*, que combina um motor elétrico com um pequeno motor convencional.

Quando um veículo híbrido desse tipo é freado parte de sua energia cinética é colhida e armazenada em baterias. O motor elétrico usa a energia armazenada para ajudar o carro a dar partida novamente. Uma transmissão especialmente projetada fornece a divisão apropriada entre o motor convencional e o motor elétrico para minimizar o uso de combustível. Como a energia armazenada auxilia o motor convencional, esses carros conseguem obter uma melhor economia de combustível quando comparados aos veículos convencionais. No futuro, os veículos híbridos podem levar a uma economia de combustível até melhor, se forem desenvolvidos projetos para uma versão *plug-in*, por meio da qual as baterias são carregadas a partir de uma saída elétrica quando o veículo está parado, o que permite que os motoristas da versão híbrida *plug-in* obtenham a maior parte da energia que necessitam para o transporte a partir da rede de eletricidade – e não por meio da bomba de gasolina.

Uma melhor economia de combustível não apenas contribui para a solução do problema relativo aos escassos e caros suprimentos de petróleo, mas também reduz a emissão de CO_2 na atmosfera, o que está relacionado ao *aquecimento global*. Cada galão de gasolina queimada por um veículo produz cerca de 9 kg (20 lb) de CO_2. Anualmente um veículo convencional produz várias toneladas de CO_2. Os veículos híbridos citados produzem muito menos.

2.1.2 Energia Potencial

A Eq. 2.6 é o resultado principal da seção anterior. Oriunda da segunda lei de Newton, a equação fornece uma relação entre dois conceitos *definidos*: energia cinética e trabalho. Nesta seção ela é usada como ponto de partida para estender o conceito de energia. Para começar, dirija-se à Fig. 2.2, que mostra um corpo de massa m que se move verticalmente de uma altura z_1 até uma altura z_2 em relação à superfície da Terra. A figura mostra duas forças agindo sobre o sistema: uma força para baixo, em virtude da gravidade, com magnitude mg, e uma força vertical com magnitude R, que representa a resultante de todas as *outras* forças que agem sobre o sistema.

O trabalho realizado por cada força que atua sobre o corpo mostrado na Fig. 2.2 pode ser determinado pela definição dada anteriormente. O trabalho total é a soma algébrica desses valores tomados individualmente. De acordo com a Eq. 2.6, o trabalho total é igual à variação de energia cinética. Isto é,

$$\frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) = \int_{z_1}^{z_2} R\,dz - \int_{z_1}^{z_2} mg\,dz \tag{2.7}$$

Fig. 2.2 Ilustração utilizada para apresentar o conceito de energia potencial.

Um sinal negativo é introduzido antes do segundo termo à direita, uma vez que a força gravitacional tem sentido contrário à orientação positiva de z.

A primeira integral no lado direito da Eq. 2.7 representa o trabalho realizado pela força **R** sobre o corpo conforme ele se move verticalmente de z_1 até z_2. A segunda integral pode ser calculada como se segue:

$$\int_{z_1}^{z_2} mg\,dz = mg(z_2 - z_1) \tag{2.8}$$

na qual a aceleração da gravidade foi considerada constante com a altura. Incorporando-se a Eq. 2.8 na Eq. 2.7 e rearranjando-se

$$\frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) + mg(z_2 - z_1) = \int_{z_1}^{z_2} R\,dz \tag{2.9}$$

energia potencial gravitacional

A quantidade mgz é a ***energia potencial gravitacional***, EP. A *variação* na energia potencial gravitacional, ΔEP, é

$$\Delta EP = EP_2 - EP_1 = mg(z_2 - z_1) \tag{2.10}$$

A energia potencial está associada à força de gravidade e é, consequentemente, um atributo comum ao sistema composto pelo corpo e pela Terra. No entanto, a avaliação da força de gravidade como mg permite que a energia potencial gravitacional seja determinada para um dado valor de g, conhecendo-se apenas a massa do corpo e a sua altura. Sob esse ponto de vista, a energia potencial

é considerada como uma *propriedade extensiva* do corpo. Ao longo de todo este livro, supõe-se que as diferenças de altura são suficientemente pequenas para que a força gravitacional possa ser considerada constante. Todavia, o conceito de energia potencial gravitacional pode ser formulado de forma a considerar a variação da força gravitacional com a elevação.

Para atribuir um valor à energia cinética ou à energia potencial de um sistema, é necessário definir um referencial e especificar um valor para a grandeza nesse referencial. Os valores da energia cinética e potencial são então determinados em relação a essa escolha arbitrária de referencial e ao valor de referência. Entretanto, como são necessárias somente as variações na energia cinética e potencial entre dois estados, essas especificações arbitrárias de referência se cancelam.

2.1.3 Unidades para a Energia

O trabalho possui unidade de força multiplicada pela distância. As unidades da energia cinética e da energia potencial são as mesmas do trabalho. No SI, a unidade da energia é o newton-metro, N · m, denominada joule, J. Neste livro é conveniente utilizar-se o quilojoule, kJ. As unidades inglesas geralmente utilizadas para o trabalho, a energia cinética e a energia potencial são o pé-libra-força, ft · lbf, e a unidade térmica britânica, Btu.

Quando um sistema está sujeito a um processo em que a energia cinética e a energia potencial variam, deve-se tomar um cuidado especial para obter um conjunto de unidades consistente.

➥ **POR EXEMPLO...** Para ilustrar o uso adequado das unidades nos cálculos de tais termos, considere um sistema com uma massa de 1 kg, cuja velocidade aumenta de 15 m/s para 30 m/s enquanto sua altura diminui de 10 m em um local onde $g = 9{,}7$ m/s². Então

$$\begin{aligned}\Delta EC &= \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2)\\ &= \frac{1}{2}(1\text{ kg})\left[\left(30\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 - \left(15\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2\right]\left|\frac{1\text{ N}}{1\text{ kg}\cdot\text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1\text{ kJ}}{10^3\text{ N}\cdot\text{m}}\right|\\ &= 0{,}34\text{ kJ}\\ \Delta EP &= mg(z_2 - z_1)\\ &= (1\text{ kg})\left(9{,}7\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)(-10\text{ m})\left|\frac{1\text{ N}}{1\text{ kg}\cdot\text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1\text{ kJ}}{10^3\text{ N}\cdot\text{m}}\right|\\ &= -0{,}10\text{ kJ}\end{aligned}$$

Para um sistema com uma massa de 1 lb (0,4 kg), cuja velocidade aumenta de 50 ft/s (15,2 m/s) para 100 ft/s (30,5 m/s) enquanto sua elevação diminui de 40 ft (12,2 m) em um local onde $g = 32{,}0$ ft/s² (9,7 m/s²), temos

$$\begin{aligned}\Delta EC &= \frac{1}{2}(1\text{ lb})\left[\left(100\frac{\text{ft}}{\text{s}}\right)^2 - \left(50\frac{\text{ft}}{\text{s}}\right)^2\right]\left|\frac{1\text{ lbf}}{32{,}2\text{ lb}\cdot\text{ft/s}^2}\right|\left|\frac{1\text{ Btu}}{778\text{ ft}\cdot\text{lbf}}\right|\\ &= 0{,}15\text{ Btu}\\ \Delta EP &= (1\text{ lb})\left(32{,}0\frac{\text{ft}}{\text{s}^2}\right)(-40\text{ ft})\left|\frac{1\text{ lbf}}{32{,}2\text{ lb}\cdot\text{ft/s}^2}\right|\left|\frac{1\text{ Btu}}{778\text{ ft}\cdot\text{lbf}}\right|\\ &= -0{,}05\text{ Btu}\end{aligned}$$ ◄

2.1.4 Conservação de Energia em Mecânica

A Eq. 2.9 estabelece que o trabalho total realizado por todas as forças que atuam no corpo a partir de suas vizinhanças, à exceção da força gravitacional, é igual à soma das variações das energias cinética e potencial do corpo. Quando a força resultante causa um aumento na altura, uma aceleração no corpo ou ambos, o trabalho realizado pela força pode ser considerado uma *transferência* de energia *para* o corpo, onde é armazenada como energia potencial gravitacional e/ou energia cinética. A noção de que *a energia se conserva* é a base dessa interpretação.

A interpretação da Eq. 2.9 como uma expressão do princípio da conservação de energia pode ser reforçada, considerando-se o caso especial de um corpo sobre o qual a única força atuante é aquela resultante da gravidade. Dessa forma, o lado direito da equação desaparece, e ela se reduz a

$$\frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) + mg(z_2 - z_1) = 0$$

ou

$$\frac{1}{2}mV_2^2 + mgz_2 = \frac{1}{2}mV_1^2 + mgz_1 \tag{2.11}$$

Sob essas condições, a *soma* das energias cinética e potencial gravitacional *permanece constante*. A Eq. 2.11 também ilustra o fato de que a energia pode ser *convertida* de uma forma em outra: para um objeto em queda, *apenas* sob a influência da gravidade, a energia potencial decresceria, enquanto a energia cinética aumentaria da mesma quantidade.

2.1.5 Comentário Final

A apresentação até agora tem se concentrado em sistemas para os quais as forças aplicadas afetam somente sua velocidade e sua posição globais. Entretanto, os sistemas de interesse em engenharia normalmente interagem com suas vizinhanças através de formas mais complexas, com variações em outras propriedades também. Para analisar tais sistemas, os conceitos de energia cinética e potencial sozinhos não são suficientes, nem basta o princípio rudimentar da conservação de energia introduzido nesta seção. Em termodinâmica, o conceito de energia é estendido de forma a levar em conta outras variações observadas, e o princípio da *conservação de energia* é ampliado para incluir uma ampla variedade de formas de interação entre os sistemas e suas vizinhanças. Tais generalizações têm como base a evidência experimental. Essas extensões do conceito de energia são desenvolvidas no restante do capítulo, começando pela próxima seção com uma discussão mais completa sobre trabalho.

2.2 Ampliando Nosso Conhecimento sobre Trabalho

O trabalho W realizado por, ou sobre, um sistema avaliado em termos de forças e deslocamentos observáveis macroscopicamente é dado por

$$W = \int_{s_1}^{s_2} \mathbf{F}\cdot d\mathbf{s} \tag{2.12}$$

Essa relação é importante em termodinâmica, e é usada, mais adiante, nesta seção, para calcular o trabalho realizado na compressão ou expansão de um gás (ou líquido), o alongamento de uma barra sólida e o estiramento de uma película líquida. Entretanto, a termodinâmica também lida com fenômenos fora do escopo da mecânica; assim, é necessário adotar uma interpretação mais ampla do trabalho, como a seguir.

Uma certa interação é classificada como trabalho se satisfizer o seguinte critério, que pode ser considerado como a ***definição termodinâmica de trabalho***: *Um sistema realiza trabalho sobre suas vizinhanças se o único efeito sobre tudo aquilo externo ao sistema puder ser o levantamento de um peso.* Note que o levantamento de um peso é, realmente, uma força que age através de uma distância, assim o conceito de trabalho em termodinâmica é uma extensão natural do conceito de trabalho em mecânica. No entanto, o teste para sabermos se uma interação sob a forma de trabalho ocorreu não está na verificação de que a elevação de um peso realmente ocorreu ou de que uma força realmente agiu através de uma distância, mas se o único efeito *poderia ser considerado* como o levantamento de um peso.

definição termodinâmica de trabalho

➥ **POR EXEMPLO...** considere a Fig. 2.3, que mostra dois sistemas denominados A e B. No sistema A, um gás é misturado por um agitador: o agitador realiza trabalho sobre o gás. Em princípio, o trabalho poderia ser calculado em termos das forças e dos movimentos na fronteira entre o ventilador e o gás. Tal avaliação do trabalho é consistente com a Eq. 2.12, onde trabalho é o produto da força pelo deslocamento. Em contraste, considere o sistema B, que inclui apenas a bateria. Na fronteira do sistema B, forças e movimentos não são evidentes. Em seu lugar, há uma corrente elétrica i induzida por uma diferença de potencial elétrico existente entre os terminais a e b. O motivo pelo qual esse tipo de interação pode ser classificado como trabalho advém da definição termodinâmica de trabalho dada anteriormente: podemos imaginar que a corrente alimenta um motor elétrico *hipotético* que eleva um peso na vizinhança. ◄

Trabalho é um modo de transferir energia. Conseqüentemente, o termo trabalho não se refere ao que está sendo transferido entre sistemas ou ao que é armazenado dentro de um sistema. A energia é transferida e armazenada quando se realiza trabalho.

Fig. 2.3 Dois exemplos de trabalho.

2.2.1 Convenção de Sinais e Notação

A termodinâmica em engenharia está freqüentemente preocupada com dispositivos tais como motores de combustão interna e turbinas, cujo propósito é realizar trabalho. Assim, em contraste com a abordagem geralmente seguida em mecânica é conveniente considerar tal trabalho como positivo. Isto é,

$W > 0$: trabalho realizado *pelo* sistema
$W < 0$: trabalho realizado *sobre* o sistema

Novos horizontes

Máquinas em Nanoescala a Caminho

Engenheiros que trabalham no campo da nanotecnologia, a engenharia dos dispositivos de tamanho molecular, aguardam o momento em que possam ser fabricadas máquinas úteis em nanoescala capazes de se movimentar, de perceber e responder a estímulos tais como luz e som, entregando medicamentos no interior do corpo, realizando cálculos e numerosas outras funções que promovam o bem-estar humano. Esse assunto inspirou estudos biológicos de engenheiros sobre *máquinas* em nanoescala em organismos que realizam funções tais como criação e reparação de células, circulação de oxigênio e digestão de comida. Esses estudos produziram resultados positivos. Moléculas imitando a função de dispositivos mecânicos têm sido fabricadas, incluindo engrenagens, rotores, roquetes, freios, chaves e estruturas semelhantes a ábacos. Um sucesso particular é o desenvolvimento dos motores moleculares que convertem luz em movimento linear ou de rotação. Embora os dispositivos produzidos até o momento sejam rudimentares, eles demonstram a viabilidade da construção de nanomáquinas, dizem os pesquisadores.

convenção de sinais para trabalho

Essa ***convenção de sinais*** é utilizada ao longo deste livro. Em algumas situações, entretanto, é conveniente considerar o trabalho realizado *sobre* o sistema como positivo, como foi feito na discussão da Seção 2.1. Para reduzir a possibilidade de algum equívoco nesses casos, o sentido no qual a energia é transferida é mostrado por uma seta no desenho representativo do sistema, e o trabalho é considerado positivo no sentido da seta.

Para calcular a integral na Eq. 2.12, é necessário saber como as forças variam com o deslocamento. Essa informação realça uma idéia importante sobre o trabalho: o valor de W depende dos detalhes das interações que ocorrem entre o sistema e a vizinhança durante um processo, e não apenas dos estados inicial e final do sistema. Assim, o ***trabalho não é uma propriedade*** do sistema ou da vizinhança. Além disso, os limites de integração na Eq 2.12 significam "do estado 1 ao estado 2", e não podem ser interpretados como os *valores* do trabalho nesses estados. A noção de trabalho em um estado ***não possui significado***; assim, o valor dessa integral nunca deve ser indicado como $W_2 - W_1$.

trabalho não é uma propriedade

A diferencial do trabalho, ΔW, é chamada de *inexata* porque, em geral, a integral a seguir não pode ser calculada sem que sejam especificados os detalhes do processo

$$\int_1^2 \delta W = W$$

Por outro lado, a diferencial de uma propriedade é dita *exata* quando a variação de uma propriedade entre dois estados quaisquer não depende de forma alguma dos detalhes do processo que liga esses dois estados. Por exemplo, a variação do volume entre dois estados pode ser determinada pela integração da diferencial dV, sem considerar os detalhes do processo, como a seguir

$$\int_{V_1}^{V_2} dV = V_2 - V_1$$

na qual V_1 é o volume *no* estado 1 e V_2 é o volume *no* estado 2. A diferencial de toda propriedade é exata. As diferenciais exatas são escritas utilizando-se o símbolo d. Para enfatizar a diferença entre diferenciais exatas e inexatas, a diferencial do trabalho é escrita como δW. O símbolo δ também é usado para identificar outras diferenciais inexatas encontradas mais tarde.

2.2.2 Potência

potência

Muitas análises termodinâmicas preocupam-se com a taxa de tempo na qual a transferência de energia ocorre. A taxa de transferência de energia por meio de trabalho é denominada ***potência***, e é representada por $\dot{W}$. Quando uma interação sob a forma de trabalho envolve uma força macroscopicamente observável, a taxa de transferência de energia sob a forma de trabalho é igual ao produto da força pela velocidade no ponto de aplicação da força

$$\dot{W} = \mathbf{F} \cdot \mathbf{V} \tag{2.13}$$

Ao longo deste livro, para indicar uma taxa temporal, é colocado um ponto sobre o símbolo, como em $\dot{W}$. Em princípio, a Eq. 2.13 pode ser integrada do tempo t_1 até o tempo t_2 para obtermos o trabalho total realizado durante o intervalo de tempo

$$W = \int_{t_1}^{t_2} \dot{W}\, dt = \int_{t_1}^{t_2} \mathbf{F} \cdot \mathbf{V}\, dt \tag{2.14}$$

A mesma convenção de sinal aplicada para W é adotada para $\dot{W}$. Como a potência é o trabalho realizado por unidade de tempo, ela pode ser expressa em termos de quaisquer unidades de energia e tempo. No SI, a ***unidade de potência*** é o J/s, e é chamada de watt. Neste livro, é geralmente empregado o quilowatt (kW). As unidades inglesas comumente utilizadas para potência são ft · lbf/s, Btu/h e o *horsepower*, HP.

unidades para a potência

➡ **POR EXEMPLO...** para ilustrar o uso da Eq. 2.13, vamos calcular a potência necessária para um ciclista, viajando a 20 milhas por hora, superar a força de arrasto imposta pelo ar ao seu redor. Essa força de *arrasto aerodinâmico* é dada por

$$F_d = \tfrac{1}{2} C_d A \rho V^2$$

em que C_d é uma constante chamada de *coeficiente de arrasto*, A é a área frontal da bicicleta e do ciclista, e ρ é a massa específica do ar. Pela Eq. 2.13, a potência necessária é $\mathbf{F}_d \cdot \mathbf{V}$ ou

$$\dot{W} = (\tfrac{1}{2} C_d A \rho V^2)V$$
$$= \tfrac{1}{2} C_d A \rho V^3$$

Usando valores típicos: $C_d = 0{,}88$, $A = 3{,}9\ \text{ft}^2$ ($0{,}36\ \text{m}^2$) e $\rho = 0{,}075\ \text{lb/ft}^3$ ($1{,}2\ \text{kg/m}^3$), junto com V = 20 mi/h = 29,33 ft/s e, além disso, convertendo as unidades para HP, a potência necessária é

$$\dot{W} = \frac{1}{2}(0{,}88)(3{,}9\ \text{ft}^2)\left(0{,}075\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}\right)\left(29{,}33\frac{\text{ft}}{\text{s}}\right)^3 \left|\frac{1\ \text{lbf}}{32{,}2\ \text{lb}\cdot\text{ft/s}^2}\right| \left|\frac{1\ \text{hp}}{550\ \text{ft}\cdot\text{lbf/s}}\right|$$
$$= 0{,}183\ \text{hp}$$

2.2.3 Modelando o Trabalho de Expansão ou Compressão

Há várias maneiras pelas quais um trabalho pode ser realizado por ou sobre um sistema. No restante desta seção, vários exemplos serão considerados, começando com o importante caso do trabalho realizado quando ocorre a variação de volume de uma certa quantidade de um gás (ou líquido) devido a uma expansão ou compressão.

Vamos avaliar o trabalho realizado pelo sistema fechado ilustrado na Fig. 2.4, que consiste em um gás (ou líquido) contido em um conjunto cilindro-pistão à medida que o gás se expande. Durante o processo, a pressão do gás exerce uma força normal sobre o pistão. Considere p a pressão atuando na interface entre o gás e o pistão. A força exercida pelo gás sobre o pistão é simplesmente o produto pA, onde A é a área da face do pistão. O trabalho realizado pelo sistema à medida que o pistão é deslocado de uma distância dx é

$$\delta W = pA\, dx \tag{2.15}$$

O produto A dx na Eq. 2.15 é igual à variação de volume do sistema, dV. Assim, a expressão para o trabalho pode ser escrita como

$$\delta W = p\, dV \tag{2.16}$$

Como dV é positivo quando o volume aumenta, o trabalho na fronteira móvel é positivo quando o gás se expande. Para uma compressão dV é negativo, assim como o trabalho calculado pela Eq. 2.16. Esses sinais estão de acordo com a convenção de sinais para o trabalho estabelecida anteriormente.

Para uma variação de volume de V_1 até V_2, o trabalho é obtido através da integração da Eq 2.16

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p\, dV \tag{2.17}$$

Embora a Eq. 2.17 seja deduzida para o caso de um gás (ou líquido) em um conjunto cilindro-pistão, ela pode ser aplicada a sistemas de *qualquer* forma, contanto que a pressão seja uniforme com a posição ao longo da fronteira móvel.

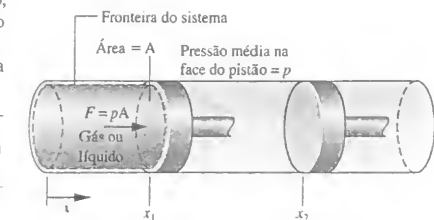



Fig. 2.4 Expansão ou compressão de um gás ou líquido.

2.2.4 Trabalho de Expansão ou Compressão em Processos Reais

Não há exigência de que um sistema que passa por um processo esteja em equilíbrio *durante* o processo. Alguns ou todos os estados intermediários podem ser estados de não-equilíbrio. Em muitos de tais processos, estamos limitados ao conhecimento do estado antes de o processo ocorrer e do estado após o fim do processo. Normalmente, em um estado de não-equilíbrio, as propriedades in-

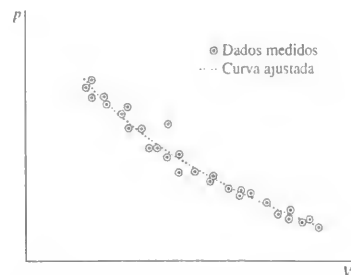



Fig. 2.5 Dados pressão-volume.

tensivas variam com a posição para um dado tempo. De forma semelhante, para uma determinada posição as propriedades intensivas podem variar com o tempo, algumas vezes de forma caótica. Em certos casos, as variações espaciais e temporais das propriedades podem ser medidas, como ocorre para a temperatura, a pressão e a velocidade, ou obtidas através da solução das equações de governo apropriadas, que são em geral equações diferenciais.

A integração da Eq. 2.17 requer uma relação entre a pressão do gás *na fronteira móvel* e o volume do sistema. Entretanto, devido aos efeitos de não-equilíbrio durante um processo *real* de expansão ou compressão, essa relação pode ser difícil, ou mesmo impossível, de ser obtida. No cilindro de um motor de automóvel, por exemplo, a combustão e outros efeitos de não-equilíbrio dão lugar a não-uniformidades por todo o cilindro. Conseqüentemente, se um transdutor de pressão fosse montado na cabeça do cilindro, o sinal de saída registrado poderia fornecer apenas uma aproximação para a pressão na face do pistão requerida pela Eq. 2.17. Além disso, mesmo quando a pressão medida é essencialmente igual àquela na face do pistão, pode existir uma escassez de dados para o gráfico pressão-volume, como ilustrado na Fig. 2.5. Ainda assim a integração da Eq. 2.17, baseada na curva ajustada aos dados, forneceria uma *estimativa plausível* para o trabalho. Veremos mais tarde que, nos casos em que a falta da relação pressão-volume necessária nos impede de calcular o trabalho através da Eq. 2.17, o trabalho poderá ser calculado alternativamente a partir de um *balanço de energia* (Seção 2.5).

2.2.5 Trabalho de Expansão ou Compressão em Processos em Quase-Equilíbrio

processo em quase-equilíbrio

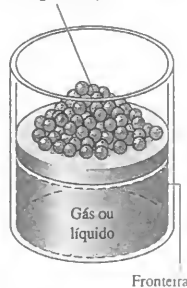
Os processos são algumas vezes modelados como um tipo idealizado de processo chamado de ***processo em quase-equilíbrio (ou quase-estático)*** Um processo em quase-equilíbrio é aquele em que o afastamento do equilíbrio termodinâmico é no máximo infinitesimal. Todos os estados por onde o sistema passa, em um processo de quase-equilíbrio, podem ser considerados estados de equilíbrio. Como os efeitos de não-equilíbrio estão inevitavelmente presentes durante os processos reais, os sistemas de interesse para a engenharia podem, na melhor das hipóteses, se aproximar de um processo em quase-equilíbrio, mas nunca realizá-lo. Ainda assim, o processo de quase-equilíbrio exerce um papel em nosso estudo da termodinâmica aplicada à engenharia. Para detalhes, veja o boxe na página seguinte.

Fig. 2.6 Ilustração de uma expansão ou compressão em quase-equilíbrio.

Para analisar como um gás (ou líquido) poderia ser expandido ou comprimido de uma maneira em quase-equilíbrio, considere a Fig. 2.6, que mostra um sistema que consiste em um gás inicialmente em um estado de equilíbrio. Como ilustrado na figura, a pressão do gás é mantida completamente uniforme através de pequenas massas em repouso sobre o pistão que se movimenta livremente. Imagine que uma das massas seja removida, permitindo que o pistão se mova para cima à medida que o gás se expande ligeiramente. Durante tal expansão, o estado do gás se afastaria apenas ligeiramente do equilíbrio. O sistema eventualmente atingiria um novo estado de equilíbrio, onde a pressão e todas as outras propriedades intensivas teriam novamente um valor uniforme. Além disso, se a massa fosse recolocada, o gás teria o seu estado inicial restaurado, enquanto novamente o afastamento do equilíbrio seria pequeno. Se várias das massas fossem removidas uma após a outra, o gás passaria por uma seqüência de estados de equilíbrio sem jamais se afastar do equilíbrio. No limite, à medida que os incrementos de massa fossem tornados cada vez menores, o gás passaria por um processo de expansão em quase-equilíbrio. Uma compressão em quase-equilíbrio pode ser visualizada com considerações similares.

A Eq. 2.17 pode ser aplicada para calcular o trabalho em processos de expansão ou compressão em quase-equilíbrio. Para tais processos idealizados, a pressão p na equação é a pressão da quantidade total de gás (ou líquido) que passa pelo processo, e não apenas a pressão na fronteira móvel. A relação entre a pressão e o volume pode ser gráfica ou analítica. Vamos primeiramente considerar uma relação gráfica.

Uma relação gráfica é mostrada no diagrama pressão-volume (diagrama p-V) da Fig. 2.7. Inicialmente, a face do pistão se encontra na posição x_1, e a pressão do gás é p_1; ao final do processo de expansão em quase-equilíbrio, a face do pistão está na posição x_2, e a pressão é reduzida a p_2. Em *cada* posição intermediária do pistão, a pressão uniforme em todo o gás é representada por um ponto no diagrama. A curva, ou *caminho*, que une os estados 1 e 2 no diagrama representa os estados de equilíbrio pelos quais o sistema passou durante o processo. O trabalho realizado pelo gás sobre o pistão durante a expansão é dado por $\int p\,dV$, que pode ser interpretado como a área sob a curva pressão *versus* volume. Assim, a área sombreada na Fig. 2.7 corresponde ao trabalho para o processo. Se o gás fosse *comprimido* de 2 para 1 ao longo do mesmo caminho no diagrama p-V, a *magnitude* do trabalho seria a mesma, mas o sinal seria negativo, indicando que para a compressão a transferência de energia foi do pistão para o gás.

A interpretação da área relativa ao trabalho em um processo de expansão ou compressão em quase-equilíbrio permite uma demonstração simples da idéia de que o trabalho depende do proces-

Usando o Conceito de Processo em Quase-Equilíbrio

Nosso interesse no processo de quase-equilíbrio se origina principalmente de duas considerações:

- Modelos termodinâmicos simples que fornecem no mínimo uma informação *qualitativa* sobre o comportamento de sistemas reais de interesse freqüentemente podem ser desenvolvidos usando o conceito de processo em quase-equilíbrio. Isso é semelhante ao uso de idealizações com o objetivo de simplificar a análise, tais como a massa pontual ou a polia sem atrito.
- O conceito de processo em quase-equilíbrio contribui para a dedução das relações que existem entre as propriedades dos sistemas em equilíbrio (Capítulos 3, 6 e 11).

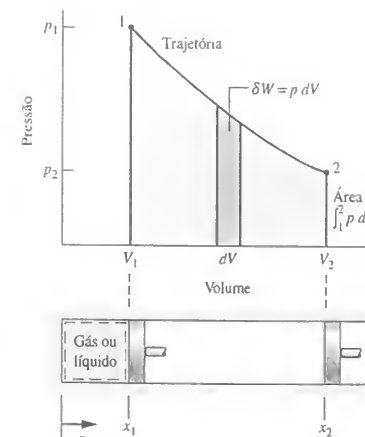



Fig. 2.7 Trabalho de um processo de expansão ou compressão em quase-equilíbrio.

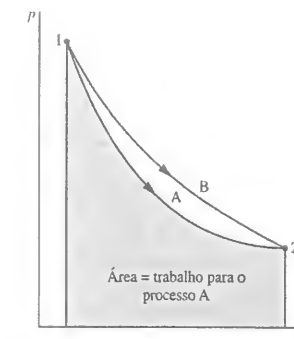



Fig. 2.8 Ilustração de que o trabalho depende do processo.

so. Isso pode ser verificado observando-se a Fig. 2.8. Suponha que um gás em um conjunto cilindro-pistão evolua de um estado inicial de equilíbrio 1 para um estado final de equilíbrio 2 por dois caminhos diferentes, denominados A e B na Fig. 2.8. Como a área abaixo de cada caminho representa o trabalho para aquele processo, o trabalho depende dos detalhes do processo definido pela curva correspondente e não apenas dos estados extremos. Usando o teste para uma propriedade apresentado na Seção 1.3, podemos concluir novamente (Seção 2.2.1) que o *trabalho não é uma propriedade*. O valor do trabalho depende da natureza do processo entre os estados inicial e final.

processo politrópico

A relação entre a pressão e o volume, ou a pressão e o volume específico, também pode ser descrita analiticamente. Um processo de quase-equilíbrio descrito por $pV^n = constante$, ou $pv^n = constante$, onde n é uma constante, é chamado de ***processo politrópico***. Outras formas analíticas para a relação pressão-volume também podem ser consideradas.

O exemplo a seguir ilustra a aplicação da Eq. 2.17 numa situação em que a relação entre a pressão e o volume durante uma expansão é descrita analiticamente por $pV^n = constante$.

Exemplo 2.1 AVALIANDO O TRABALHO DE EXPANSÃO

Um gás em um conjunto cilindro-pistão passa por um processo de expansão, cuja relação entre a pressão e o volume é dada por

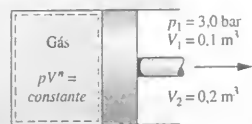
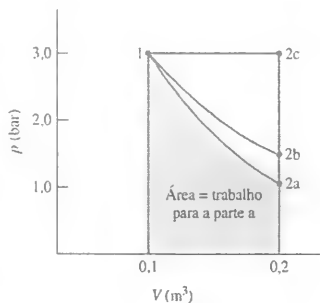
$$pV^n = constante$$

A pressão inicial é de 3 bar, o volume inicial é de 0,1 m³ e o volume final é de 0,2 m³. Determine o trabalho para o processo, em kJ, no caso de (a) $n = 1,5$; (b) $n = 1,0$; (c) $n = 0$.

Solução

Dado: um gás em um conjunto cilindro-pistão passa por uma expansão, na qual $pV^n = constante$.

Pede-se: avalie o trabalho para (a) $n = 1,5$; (b) $n = 1,0$; (c) $n = 0$.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos: a relação p-V dada e os dados fornecidos para pressão e volume podem ser usados para construir o diagrama pressão-volume do processo correspondente.

Modelo de Engenharia:

1. O gás é um sistema fechado.
2. A fronteira móvel é o único modo de trabalho.
3. A expansão é um processo politrópico.

Fig. E2.1

Análise: os valores pedidos para o trabalho são obtidos pela integração da Eq. 2.17 utilizando-se a relação pressão-volume dada.

(a) Introduzindo a relação $p = constante/V^n$ na Eq. 2.17 e realizando a integração

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p\,dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{constante}{V^n} dV$$

$$= \frac{(constante)\,V_2^{1-n} - (constante)\,V_1^{1-n}}{1-n}$$

A constante nesta expressão pode ser fornecida por qualquer um dos estados inicial ou final: $constante = p_1V_1^n = p_2V_2^n$. A expressão para o trabalho torna-se, então,

$$W = \frac{(p_2V_2^n)V_2^{1-n} - (p_1V_1^n)V_1^{1-n}}{1-n} = \frac{p_2V_2 - p_1V_1}{1-n} \qquad (1)$$

Esta expressão é válida para todos os valores de n, exceto $n = 1,0$. O caso $n = 1,0$ é tratado na parte (b).

Para calcular W a pressão no estado 2 é necessária. Esta pode ser obtida usando-se $p_1V_1^n = p_2V_2^n$ que, através de uma manipulação, fornece

$$p_2 = p_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n = (3\text{ bar})\left(\frac{0,1}{0,2}\right)^{1,5} = 1,06\text{ bar}$$

Conseqüentemente

$$W = \left(\frac{(1,06\text{ bar})(0,2\text{ m}^3) - (3)(0,1)}{1 - 1,5}\right)\left|\frac{10^5\text{ N/m}^2}{1\text{ bar}}\right|\left|\frac{1\text{ kJ}}{10^3\text{ N}\cdot\text{m}}\right|$$

$$= +17,6\text{ kJ}$$

(b) Para $n = 1,0$ a relação pressão-volume é $pV = constante$ ou $p = constante/V$. O trabalho é

$$W = constante \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = (constante)\ln\frac{V_2}{V_1} = (p_1V_1)\ln\frac{V_2}{V_1} \qquad (2)$$

Substituindo os valores

$$W = (3\text{ bar})(0,1\text{ m}^3)\left|\frac{10^5\text{ N/m}^2}{1\text{ bar}}\right|\left|\frac{1\text{ kJ}}{10^3\text{ N}\cdot\text{m}}\right|\ln\left(\frac{0,2}{0,1}\right) = +20,79\text{ kJ}$$

(c) Para $n = 0$, a relação pressão-volume reduz-se a $p = constante$, e a integral torna-se $W = p(V_2 - V_1)$, o que é um caso especial da expressão encontrada na parte (a). Substituindo os valores e convertendo as unidades, $W = +30$ kJ.

Em cada caso, o trabalho para o processo pode ser interpretado como a área sob a curva que representa o processo no diagrama p-V correspondente. Observe que as áreas relativas a esses processos estão de acordo com os resultados numéricos.

A hipótese de um processo politrópico é significativa. Se a relação pressão-volume fornecida fosse obtida como um ajuste de dados experimentais referentes à pressão-volume, o valor de $\int p\,dV$ forneceria uma estimativa plausível para o trabalho apenas quando a pressão medida fosse essencialmente igual àquela exercida na face do pistão.

Observe o uso dos fatores de conversão de unidades aqui e na parte (b).

Não é necessário identificar o gás (ou líquido) contido no interior do conjunto cilindro-pistão. Os valores calculados para W são determinados pelo caminho percorrido pelo processo e pelos estados inicial e final. Entretanto, se se quiser avaliar uma propriedade tal como a temperatura, tanto a natureza quanto a quantidade da substância devem ser fornecidas porque, então, seriam necessárias relações apropriadas entre as propriedades da substância em questão.

Teste-Relâmpago

Calcule o trabalho, em kJ, para um processo em duas etapas que consiste em uma expansão com $n = 1,0$, de $p_1 = 3$ bar, $V_1 = 0,1$ m³ até $V = 0,15$ m³, seguido por uma expansão com $n = 0$, de $V = 0,15$ m³ até $V_2 = 0,2$ m³.

Resposta 22,16 kJ.

2.2.6 Outros Exemplos de Trabalho

Para ampliar nossa compreensão do conceito de trabalho, consideraremos agora sucintamente vários outros exemplos de trabalho.

Alongamento de uma Barra Sólida

Considere um sistema que consiste em uma barra sólida sob tração, como ilustrado na Fig. 2.9. A barra está fixa em $x = 0$, e uma força F é aplicada na extremidade oposta. A força é representada por $F = \sigma A$, onde A é a área da seção transversal da barra e σ a *tensão normal que atua na extremidade* da barra. O trabalho realizado quando a extremidade da barra se move de uma distância dx é dado por $\delta W = -\sigma A\,dx$. O sinal negativo é necessário porque o trabalho é realizado *sobre* a barra quando dx é positivo. O trabalho relativo à variação do comprimento de x_1 a x_2 é dado pela integração

$$W = -\int_{x_1}^{x_2} \sigma A\,dx \qquad (2.18)$$

A Eq. 2.18 para um sólido é equivalente à Eq. 2.17 para um gás submetido a uma expansão ou compressão.

Estiramento de uma Película Líquida

A Fig. 2.10 mostra um sistema formado por uma película líquida suspensa numa armação de arame. As duas superfícies da película suportam a fina camada líquida no interior da armação por meio do

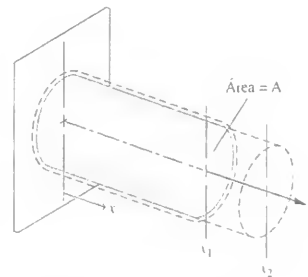



Fig. 2.9 Alongamento de uma barra sólida

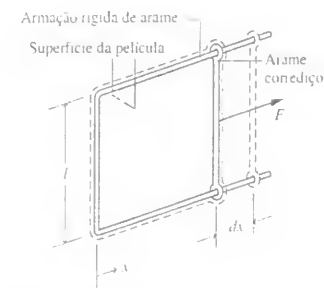
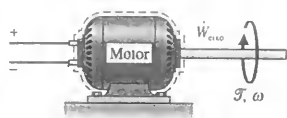



Fig. 2.10 Estiramento de uma película líquida

efeito da *tensão superficial*, resultante de forças microscópicas entre as moléculas próximas à interface líquido-ar. Essas forças originam uma força macroscópica perpendicular a qualquer linha na superfície. A força por unidade de comprimento através de uma linha como esta é a tensão superficial. Chamando a tensão superficial que *atua no arame móvel* de τ, a força F indicada na figura pode ser expressa por $F = 2l\tau$, onde o fator 2 é introduzido porque duas películas superficiais agem no arame. Se o arame móvel é deslocado de dx, o trabalho é dado por $\delta W = -2l\tau\, dx$. O sinal negativo é necessário porque o trabalho é realizado *sobre* o sistema quando dx é positivo. Um deslocamento dx corresponde a uma alteração na área total das superfícies em contato com o arame, dada por $dA = 2l\, dx$, assim a expressão para o trabalho pode ser escrita alternativamente como $\delta W = -\tau\, dA$. O trabalho relativo a um aumento da área superficial, de A_1 até A_2, é obtido pela integração da expressão

$$W = -\int_{A_1}^{A_2} \tau\, dA \tag{2.19}$$

Potência Transmitida por um Eixo

Um eixo giratório é um elemento de máquina freqüentemente encontrado. Considere um eixo girando com uma velocidade angular ω e exercendo um torque $\mathcal{T}$ na sua vizinhança. Seja esse torque expresso em termos de uma força tangencial F_t e raio R: $\mathcal{T} = F_t R$. A velocidade no ponto de aplicação da força é $V = R\omega$, onde ω é expresso em radianos por unidade de tempo. Usando essas relações e a Eq. 2.13, obtemos uma expressão para a *potência* transmitida do eixo para a vizinhança

$$\dot{W} = F_t V = (\mathcal{T}/R)(R\omega) = \mathcal{T}\omega \tag{2.20}$$

Um caso semelhante envolvendo um gás misturado por um agitador foi considerado na discussão da Fig. 2.3.

Potência Elétrica

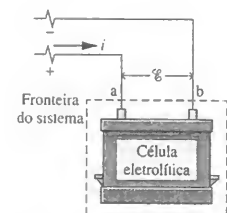



Fig. 2.11 Célula eletrolítica utilizada para discutir a potência elétrica.

A Fig. 2.11 mostra um sistema constituído por uma célula eletrolítica. A célula está conectada a um circuito externo através do qual passa uma corrente elétrica i. A corrente é induzida por uma diferença de potencial elétrico $\mathcal{E}$ existente entre os terminais denominados a e b. Esse tipo de interação pode ser classificado como trabalho, como foi considerado na discussão da Fig. 2.3.

A taxa de transferência de energia por meio de trabalho, ou potência, é

$$\dot{W} = -\mathcal{E}i \tag{2.21}$$

Uma vez que a corrente i é igual a dZ/dt, o trabalho pode ser expresso na forma diferencial como

$$\delta W = -\mathcal{E}\, dZ \tag{2.22}$$

sendo dZ a quantidade de carga elétrica que flui para o sistema. O sinal negativo é necessário para que a expressão fique de acordo com nossa convenção de sinais para o trabalho. Quando a potência é calculada em termos de watt e a unidade de corrente é o ampère (uma unidade básica do SI), a unidade de potencial elétrico é o volt, definido como 1 watt por ampère.

Trabalho Devido à Polarização ou Magnetização

Vamos a seguir nos referir sucintamente aos tipos de trabalho que podem ser realizados em sistemas no interior de campos elétricos ou magnéticos, conhecidos como trabalho de polarização e magnetização, respectivamente. Do ponto de vista microscópico, dipolos elétricos no interior de dielétricos resistem à mudança de orientação e, portanto, o trabalho é realizado quando eles são alinhados por um campo elétrico. Analogamente, dipolos magnéticos resistem à mudança de orientação, e o trabalho é realizado em certos materiais quando sua magnetização é alterada. A polarização e a magnetização dão origem a variações detectáveis *macroscopicamente* no momento dipolar total à medida que as partículas que compõem o material são realinhadas. Nesses casos, o trabalho está associado a forças impostas no sistema global por campos em suas vizinhanças. As forças que atuam no material no interior do sistema são chamadas de *forças de corpo*. Para essas forças, o deslocamento apropriado a ser utilizado no cálculo do trabalho é o deslocamento da matéria sobre a qual as forças de corpo atuam.

2.2.7 Outros Exemplos de Trabalho em Processos em Quase-Equilíbrio

Outros sistemas, além de um gás ou um líquido em um conjunto cilindro-pistão, podem também ser considerados como sistemas submetidos a processos do tipo quase-equilíbrio. Para aplicarmos o conceito de processo em quase-equilíbrio em qualquer desses casos, é necessário considerar uma *situação ideal*, em que as forças externas que atuam sobre o sistema podem variar tão pouco que o desequilíbrio resultante é infinitesimal. Como conseqüência, o sistema passa por um processo sem jamais afastar-se significativamente do equilíbrio termodinâmico.

O alongamento de uma barra sólida e o estiramento de uma película superficial líquida podem ser prontamente visualizados como ocorrências em quase-equilíbrio, por analogia direta com o caso do cilindro-pistão. Para a barra na Fig. 2.9, a força externa pode ser aplicada de tal maneira que ela difira apenas levemente da força oposta interna. A tensão normal é então essencialmente uniforme ao longo da seção reta e pode ser determinada como uma função do comprimento instantâneo: $\sigma = \sigma(x)$. Analogamente, para a película líquida mostrada na Fig. 2.10 a força externa pode ser aplicada à armação de arame móvel de tal forma que a força difira apenas levemente da força oposta no interior da película. Durante este processo, a tensão superficial é essencialmente uniforme ao longo de toda a película superficial e está relacionada à área instantânea: $\tau = \tau(A)$. Em cada um desses casos, uma vez conhecida a relação funcional necessária pode-se calcular o trabalho utilizando-se a Eq. 2.18 ou 2.19, respectivamente, em termos de propriedades do sistema como um todo à medida que ele passa por estados de equilíbrio.

Pode-se imaginar também outros sistemas submetidos a processos em quase-equilíbrio. Por exemplo, é possível visualizar uma bateria sendo carregada ou descarregada em quase-equilíbrio ajustando a diferença de potencial entre os terminais de forma a ser ligeiramente maior, ou ligeiramente menor, do que um potencial ideal chamado de *força eletromotriz* da bateria (fem). A transferência de energia através de trabalho para a passagem de uma quantidade diferencial de carga *para* a bateria, dZ, é dada pela relação

$$\delta W = -\mathcal{E}\, dZ \tag{2.23}$$

Nessa equação $\mathcal{E}$ representa a fem da bateria, uma propriedade intensiva da bateria, e não apenas a diferença de potencial entre os terminais, como na Eq. 2.22.

Considere a seguir um material dielétrico no interior de um *campo elétrico uniforme*. A transferência de energia por meio de trabalho do campo quando a polarização é levemente aumentada é

$$\delta W = -\mathbf{E} \cdot d(V\mathbf{P}) \tag{2.24}$$

em que o vetor $\mathbf{E}$ é a intensidade do campo elétrico no interior do sistema, o vetor $\mathbf{P}$ é o momento do dipolo elétrico por unidade de volume e V é o volume do sistema. Uma equação similar para a transferência de energia por meio de trabalho de um *campo magnético uniforme* quando a magnetização é levemente aumentada é

$$\delta W = -\mu_0 \mathbf{H} \cdot d(V\mathbf{M}) \tag{2.25}$$

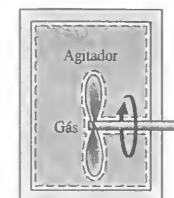
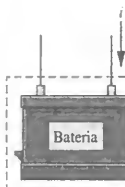
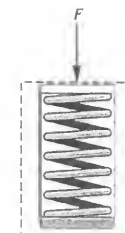
na qual o vetor $\mathbf{H}$ é a intensidade do campo magnético no interior do sistema, o vetor $\mathbf{M}$ é o momento do dipolo magnético por unidade de volume e μ_0 é uma constante, a permeabilidade do espaço livre. O sinal negativo que aparece nas três últimas equações está de acordo com nossa convenção de sinais estabelecida anteriormente para o trabalho: W recebe o sinal negativo quando a transferência de energia é *para* o sistema.

2.2.8 Forças e Deslocamentos Generalizados

A semelhança entre as expressões para o trabalho em processos de quase-equilíbrio consideradas até agora é um fato que pode ser observado. Em cada caso, a expressão para o trabalho é escrita sob a forma de uma propriedade intensiva e a diferencial de uma propriedade extensiva. Isso é mostrado pela seguinte expressão, que permite que um ou mais desses modos de trabalho esteja presente em um processo

$$\delta W = p\, dV - \sigma d(Ax) - \tau\, dA - \mathcal{E}\, dZ - \mathbf{E} \cdot d(V\mathbf{P}) - \mu_0 \mathbf{H} \cdot d(V\mathbf{M}) + \cdots \tag{2.26}$$

onde as reticências representam outros produtos de uma propriedade intensiva pela diferencial de uma propriedade extensiva relacionada, responsáveis pela realização de trabalho. Por causa da noção de que o trabalho é um produto de força por deslocamento, a propriedade intensiva nessas relações é às vezes chamada de força "generalizada", e a propriedade extensiva é chamada de um deslocamento "generalizado", muito embora as quantidades que compõem as expressões para o trabalho possam não trazer à mente forças e deslocamentos factíveis.

Devido à restrição fundamental de quase-equilíbrio, a Eq. 2.26 não representa todos os tipos de trabalho de interesse prático. Um exemplo é dado por um agitador que agita um gás ou líquido considerado como sistema. Sempre que qualquer ação de cisalhamento ocorrer o sistema necessariamente passa por estados de não-equilíbrio. Para percebermos de forma mais completa as implicações do conceito de um processo em quase-equilíbrio é necessário considerar a segunda lei da termodinâmica, assim esse conceito é discutido novamente no Capítulo 5, após a apresentação da segunda lei.

2.3 Ampliando Nosso Conhecimento sobre Energia

O objetivo desta seção é usar nosso profundo conhecimento sobre trabalho, obtido na Seção 2.2, para ampliar nossa compreensão sobre a energia de um sistema. Em particular, consideramos a energia *total* de um sistema, que inclui a energia cinética, a energia potencial gravitacional e outras formas de energia. Os exemplos a seguir ilustram algumas dessas formas de energia. Muitos outros exemplos poderiam ser apresentados sobre a mesma idéia.

Quando se realiza trabalho para comprimir uma mola, armazena-se energia no interior da mola. Quando uma bateria é carregada, a energia armazenada em seu interior aumenta. E quando um gás (ou líquido), inicialmente em um estado de equilíbrio em um reservatório fechado e isolado, é agitado vigorosamente e colocado em repouso até atingir um estado final de equilíbrio, a energia do gás aumenta durante o processo. Em cada um desses exemplos a variação da energia do sistema não pode ser atribuída a variações na energia cinética ou potencial gravitacional *global* do sistema, dada pelas Eqs. 2.5 e 2.10, respectivamente. A variação de energia pode ser explicada em termos de *energia interna*, como é apresentado a seguir.

energia interna

Na termodinâmica aplicada à engenharia, considera-se que a variação da energia total de um sistema é composta de três contribuições *macroscópicas*. Uma é a variação da energia cinética, associada ao movimento do sistema *como um todo* em relação a um sistema de eixos coordenados externo. Outra é a variação da energia potencial gravitacional, associada à posição do sistema *como um todo* no campo gravitacional terrestre. Todas as outras variações de energia são reunidas na ***energia interna*** do sistema. Assim como a energia cinética e a energia potencial gravitacional, *a energia interna é uma propriedade extensiva* do sistema, como o é a energia total.

A energia interna é representada pelo símbolo U, e a variação de energia interna em um processo é $U_2 - U_1$. A energia interna específica é simbolizada por u ou $\bar{u}$, dependendo de ser expressa por unidade de massa ou em base molar, respectivamente.

A variação total de energia de um sistema é

$$E_2 - E_1 = (U_2 - U_1) + (\mathrm{EC}_2 - \mathrm{EC}_1) + (\mathrm{EP}_2 - \mathrm{EP}_1)$$

ou

$$\Delta E = \Delta U + \Delta \mathrm{EC} + \Delta \mathrm{EP} \tag{2.27}$$

Todas as quantidades na Eq. 2.27 são expressas em termos das unidades de energia apresentadas anteriormente.

A identificação da energia interna como uma forma macroscópica de energia é um passo significativo no desenvolvimento em questão, pois separa o conceito de energia em termodinâmica daquele da mecânica. No Cap. 3 aprenderemos a calcular variações de energia interna em casos de importância prática envolvendo gases, líquidos e sólidos utilizando dados empíricos.

interpretação microscópica da energia interna de um gás

Para melhorar nossa compreensão sobre energia interna, considere um sistema que freqüentemente encontraremos nas seções subseqüentes deste livro, um sistema constituído de um gás contido em um tanque. Vamos desenvolver uma ***interpretação microscópica da energia interna*** pensando na energia atribuída aos movimentos e às configurações das moléculas individuais, átomos e partículas subatômicas que compõem a matéria no sistema. As moléculas do gás movem-se de um lado para o outro, encontrando outras moléculas ou as paredes do recipiente. Parte da energia interna do gás é a energia cinética de *translação* das moléculas. Outras contribuições para a energia interna incluem a energia cinética devida à *rotação* das moléculas em relação aos seus centros de massa e a energia cinética associada aos movimentos de *vibração* dentro das moléculas. Além disso, energia é armazenada nas ligações químicas entre os átomos que compõem as moléculas. O armazenamento de energia em nível atômico inclui a energia associada aos estados orbitais dos elétrons, spin nuclear e forças de ligação no núcleo. Em gases densos, líquidos e sólidos as forças intermoleculares representam um papel importante em relação à energia interna.

2.4 Transferência de Energia por Calor

Até o momento, consideramos quantitativamente apenas as interações entre um sistema e sua vizinhança que podem ser classificadas como trabalho. No entanto, os sistemas fechados também podem interagir com suas vizinhanças de uma forma que não pode ser definida como trabalho. ➡ **POR EXEMPLO...** Quando um gás em um recipiente rígido interage com uma placa quente a energia do gás aumenta, mesmo que nenhum trabalho seja realizado ⬅ Esse tipo de interação é chamado de ***transferência de energia através de calor***

transferência de energia por calor

Com base em provas experimentais, a começar pelo trabalho de Joule no início do século XIX, sabemos que a transferência de energia por calor é induzida apenas como resultado de uma diferença de temperatura entre o sistema e sua vizinhança, e ocorre somente no sentido decrescente de

temperatura. Devido à importância desse conceito em termodinâmica, esta seção é dedicada a uma consideração adicional sobre a transferência de energia por calor

2.4.1 Convenção de Sinais, Notação e Taxa de Transferência de Calor

O símbolo Q indica uma quantidade de energia transferida através da fronteira de um sistema em uma interação de calor com a vizinhança do sistema. A transferência de calor *para* um sistema é considerada *positiva*, e a transferência de calor *de* um sistema é considerada *negativa*.

$$Q > 0\text{: transferência de calor } para \text{ o sistema}$$

$$Q < 0\text{: transferência de calor } do \text{ sistema}$$

convenção de sinais para transferência de calor

Essa ***convenção de sinais*** é utilizada ao longo de todo este livro. Entretanto, assim como foi indicado para o trabalho, algumas vezes é conveniente mostrar o sentido da transferência de energia por uma seta no desenho do sistema. Assim, a transferência de calor é considerada positiva no sentido da seta.

A convenção de sinais para a transferência de calor é justamente o *inverso* daquela adotada para o trabalho, onde o valor positivo para W significa uma transferência de energia *do* sistema para a vizinhança. Esses sinais para calor e trabalho são um legado de engenheiros e cientistas que estavam preocupados principalmente com motores a vapor e outros dispositivos que produzem trabalho na saída a partir de uma entrada de energia por meio de transferência de calor. Para tais aplicações era conveniente considerar tanto o trabalho produzido quanto a entrada de energia por transferência de calor como quantidades positivas.

calor não é uma propriedade

A quantidade de calor transferida depende dos detalhes do processo, e não apenas dos estados inicial e final. Assim, da mesma forma que o trabalho, o ***calor não é uma propriedade***, e sua diferencial é escrita como δQ. A quantidade de energia transferida por calor durante um processo é dada pela integral

$$Q = \int_1^2 \delta Q \tag{2.28}$$

na qual os limites de integração significam "do estado 1 ao estado 2" e não se referem aos valores do calor nesses estados. Assim como para o trabalho, a noção de "calor" em um estado não tem sentido, e a integral *nunca* deve ser calculada como $Q_2 - Q_1$.

taxa de transferência de calor

A ***taxa de transferência de calor*** líquida é representada por $\dot{Q}$. A princípio, a quantidade de energia transferida sob a forma de calor durante um período de tempo pode ser calculada integrando-se do tempo t_1 ao tempo t_2

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}\, dt \tag{2.29}$$

Para realizar a integração, é necessário saber como a taxa de transferência de calor varia com o tempo.

Em alguns casos é conveniente utilizar o *fluxo de calor*, $\dot{q}$, que é a taxa de transferência de calor por unidade de área de superfície do sistema. A taxa líquida de transferência de calor, $\dot{Q}$, está relacionada ao fluxo de calor $\dot{q}$ pela integral

$$\dot{Q} = \int_A \dot{q}\, dA \tag{2.30}$$

em que A representa a área na fronteira do sistema onde ocorre a transferência de calor.

As unidades para a transferência de calor Q e a taxa de transferência de calor $\dot{Q}$ são as mesmas apresentadas antes para W e $\dot{W}$, respectivamente. As unidades para o fluxo de calor são as da taxa de transferência de calor por unidade de área: kW/m² ou Btu/h · ft².

adiabático

A palavra ***adiabático*** significa que *não há transferência de calor*. Assim, se um sistema passa por um processo que não envolve transferência de calor com sua vizinhança esse processo é chamado de *processo adiabático*.

Bio... conexões

Pesquisadores médicos descobriram que um aumento gradual da temperatura do tecido canceroso para 41-45°C leva a uma maior eficiência da quimioterapia e da radioterapia para alguns pacientes. Diferentes abordagens podem ser usadas, incluindo o aumento da temperatura do corpo inteiro com dispositivos de aquecimento e, de forma mais seletiva, por meio de feixes de microondas ou ultra-som sobre o tumor ou órgão afetado. As especulações sobre o motivo do aumento de temperatura ser benéfico variam. Alguns dizem que isso ajuda a radioterapia a penetrar certos tumores mais facilmente por meio da dilatação dos vasos sangüíneos.

Fig. 2.12 Ilustração da lei de Fourier da condução de calor.

Outros acham que isso ajuda a radioterapia em virtude do aumento da quantidade de oxigênio nas células do tumor, fazendo com que elas fiquem mais receptivas à radiação. Os pesquisadores informam que é necessário um estudo adicional antes que seja estabelecida a eficácia dessa abordagem e os mecanismos por meio dos quais os resultados positivos são alcançados.

2.4.2 Modos de Transferência de Calor

Métodos baseados em experimentos estão disponíveis para avaliar a transferência de energia sob a forma de calor. Esses métodos identificam dois mecanismos básicos de transferência: *condução* e *radiação térmica*. Além disso, relações empíricas estão disponíveis para avaliar a transferência de energia que envolve um modo *combinado* chamado *convecção*. Uma breve descrição de cada um desses modos é dada a seguir. Considerações mais detalhadas são deixadas para um curso de transferência de calor aplicado à engenharia, onde esses tópicos são estudados em profundidade.

Condução

A transferência de energia por *condução* pode ocorrer em sólidos, líquidos e gases. A condução pode ser imaginada como a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para as partículas adjacentes que são menos energéticas, devido a interações entre as partículas. A taxa temporal de transferência de energia por condução é quantificada macroscopicamente pela *lei de Fourier*. Como uma aplicação elementar, considere a Fig. 2.12, que mostra uma parede plana de espessura L em regime permanente, onde a temperatura $T(x)$ varia linearmente com a posição x.

lei de Fourier

Pela ***lei de Fourier***, a taxa de transferência de calor através de qualquer plano normal à direção x, $\dot{Q}_x$, é proporcional à área da parede, A, e ao gradiente de temperatura na direção x, dT/dx

$$\dot{Q}_x = -\kappa A \frac{dT}{dx} \tag{2.31}$$

em que a constante de proporcionalidade k é uma propriedade chamada de *condutividade térmica*. O sinal negativo é uma conseqüência da transferência de energia no sentido *decrescente* da temperatura. ➡ **POR EXEMPLO...** no caso da Fig. 2.12 a temperatura varia linearmente; assim, o gradiente de temperatura é

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \; (< 0)$$

e a taxa de transferência de calor na direção x é, então,

$$\dot{Q}_x = -\kappa A \left[\frac{T_2 - T_1}{L}\right]$$ ⬅

Os valores para a condutividade térmica são dados na Tabela A-19 para materiais usuais. As substâncias com valores elevados de condutividade térmica, como o cobre, são boas condutoras, e aquelas com baixas condutividades (cortiça e espuma de poliestireno) são boas isolantes.

Radiação

A *radiação térmica* é emitida pela matéria como resultado de mudanças na configuração eletrônica dos átomos ou moléculas no seu interior. A energia é transportada por ondas eletromagnéticas (ou fótons). Diferentemente da condução, a radiação térmica não necessita de nenhum meio para propagar-se, e pode até mesmo ocorrer no vácuo. As superfícies sólidas, os gases e os líquidos emitem, absorvem e transmitem radiação térmica em vários graus. A taxa na qual a energia é emitida, $\dot{Q}_e$, *a partir de* uma superfície de área A é quantificada macroscopicamente por uma forma modificada da ***lei de Stefan-Boltzmann***

lei de Stefan-Boltzmann

$$\dot{Q}_e = \varepsilon \sigma A T_b^4 \tag{2.32}$$

que mostra que a radiação térmica está associada à quarta potência da temperatura absoluta da superfície, T_b. A emissividade, ε, é uma propriedade da superfície que indica a eficiência da superfície irradiante ($0 \leq \varepsilon \leq 1{,}0$), e σ é a constante de Stefan-Boltzmann.

$$\sigma = 5{,}67 \times 10^{-8}\ \mathrm{W/m^2 \cdot K^4} = 0{,}1714 \times 10^{-8}\ \mathrm{Btu/h \cdot ft^2 \cdot {}^\circ R^4}$$

Em geral, a taxa *líquida* de transferência de energia por radiação térmica entre duas superfícies envolve relações entre as propriedades das superfícies, suas orientações, em relação uma à outra, a extensão na qual o meio de propagação espalha, emite e absorve radiação térmica, e outros fatores. Um caso especial que ocorre freqüentemente é a troca de radiação entre uma superfície à temperatura T_b e uma superfície circunvizinha muito maior a T_s, como mostra a Fig. 2.13. A taxa líquida

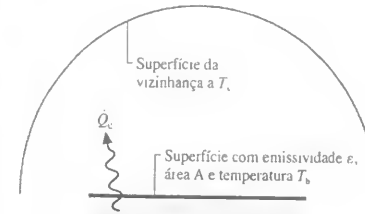



Fig. 2.13 Troca líquida de radiação.

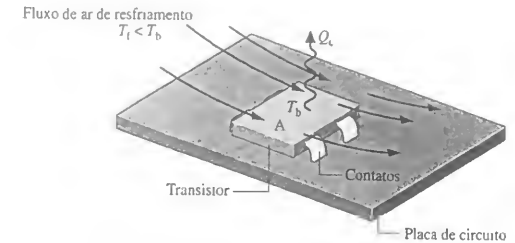



Fig. 2.14 Ilustração da lei do resfriamento de Newton.

de troca radiante entre a superfície menor, cuja área é A e a emissividade é ε, e a superfície circunvizinha muito maior é

$$\dot{Q}_e = \varepsilon \sigma A [T_b^4 - T_s^4] \tag{2.33}$$

Convecção

A transferência de energia entre uma superfície sólida a uma temperatura T_b e um gás ou líquido adjacente em movimento a uma outra temperatura T_f tem um papel importante no desempenho de muitos dispositivos de interesse prático. Essa transferência é usualmente denominada *convecção*. Como ilustração, considere a Fig. 2.14, em que $T_b > T_f$. Nesse caso, a energia é transferida *no sentido indicado pela seta* devido aos *efeitos combinados* da condução no ar e do movimento global do ar. A taxa de transferência de energia *da* superfície *para* o ar pode ser quantificada pela seguinte expressão *empírica*:

$$\dot{Q}_c = hA(T_b - T_f) \tag{2.34}$$

lei do resfriamento de Newton

conhecida como ***lei do resfriamento de Newton***. Na Eq. 2.34, A é a área da superfície, e o fator de proporcionalidade h é chamado de *coeficiente de transferência de calor*. Em aplicações subseqüentes da Eq. 2.34 um sinal negativo pode ser introduzido no lado direito em conformidade com a convenção de sinais para transferência de calor apresentada na Seção 2.4.1.

O coeficiente de transferência de calor *não* é uma propriedade termodinâmica. Ele é um parâmetro empírico que incorpora, na relação da transferência de calor, a natureza do padrão de escoamento próximo à superfície, as propriedades do fluido e a geometria. Quando os ventiladores ou bombas provocam o movimento de um fluido o valor do coeficiente de transferência de calor é geralmente maior do que quando ocorrem movimentos relativamente lentos induzidos por variação de massa específica. Essas duas categorias gerais são chamadas de convecção *forçada* e *livre* (ou natural), respectivamente. A Tabela 2.1 fornece valores típicos para o coeficiente de transferência de calor para a convecção forçada e livre.

2.4.3 Comentários Finais

O primeiro passo numa análise termodinâmica é definir o sistema. Só depois da especificação da fronteira do sistema é possível considerar as interações de calor com a vizinhança, pois estas são *sempre* avaliadas na fronteira do sistema. Na conversa diária o termo *calor* é freqüentemente utilizado quando o termo *energia* seria mais correto termodinamicamente. Por exemplo, alguém poderia ouvir: "Por favor, feche a porta ou o 'calor' será perdido". Em *termodinâmica*, o calor re-

Tabela 2.1

Valores Típicos do Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção

Aplicações	h (W/m² · K)	h (Btu/h · ft² · °R)
Convecção livre		
Gases	2–25	0,35–4,4
Líquidos	50–1000	8,8–180
Convecção forçada		
Gases	25–250	4,4–44
Líquidos	50–20.000	8,8–3500

fere-se apenas a um meio particular através do qual a energia é transferida. Ele não se refere ao que está sendo transferido entre os sistemas ou ao que é armazenado nos sistemas. A energia é transferida e armazenada, não o calor.

Algumas vezes a transferência de energia sob a forma de calor para ou a partir de um sistema pode ser desprezada. Isso poderia ocorrer por diversas razões relacionadas aos mecanismos para a transferência de calor discutidos anteriormente. Uma delas poderia ser que os materiais que cercam o sistema são bons isolantes, ou que a transferência de calor não seria significativa porque há uma pequena diferença de temperatura entre o sistema e sua vizinhança. Uma terceira razão seria não haver uma área superficial suficiente para permitir que uma transferência de calor significativa ocorra. Quando a transferência de calor é desprezada, uma ou mais dessas considerações se aplica.

Nas discussões a seguir o valor de Q é fornecido ou é uma incógnita na análise. Quando Q é fornecido pode-se considerar que o valor foi determinado pelos métodos apresentados. Quando Q não é conhecido o seu valor é usualmente calculado através do *balanço de energia*, discutido em seguida.

2.5 Contabilizando a Energia: Balanço de Energia para Sistemas Fechados

Conforme nossas discussões anteriores indicaram, os *únicos caminhos* para variar a energia de um sistema fechado são através da transferência de energia por meio de trabalho ou de calor. Além disso, baseado nos experimentos de Joule e outros, um aspecto fundamental do conceito de energia é que a *energia se conserva*; chamamos esse fato de ***primeira lei da termodinâmica.*** Para mais detalhes sobre a primeira lei, veja o boxe na página seguinte.

primeira lei da termodinâmica

Essas considerações podem ser resumidas através das seguintes palavras:

variação da quantidade de energia contida no sistema durante um certo intervalo de tempo	=	quantidade *líquida* de energia transferida *para dentro* através da fronteira do sistema por transferência de *calor* durante o intervalo de tempo	−	quantidade *líquida* de energia transferida *para fora* através da fronteira do sistema por *trabalho* durante o intervalo de tempo

Essa declaração é apenas um balanço contábil para a energia, um balanço de energia. Ele requer que em qualquer processo para um sistema fechado a energia do sistema aumente ou diminua de uma quantidade igual à quantidade líquida de energia transferida através da fronteira.

A expressão *quantidade líquida* usada no enunciado do balanço de energia deve ser cuidadosamente interpretada, já que pode haver transferências de energia por meio de calor ou trabalho em muitas posições diferentes da fronteira de um sistema. Em alguns locais as transferências de energia podem ser para o sistema, enquanto em outros são para fora do sistema. Os dois termos no lado direito são responsáveis pelos resultados líquidos de todas as transferências de energia por meio de calor e de trabalho, respectivamente, que ocorrem durante o intervalo de tempo considerado.

balanço de energia

O ***balanço de energia*** pode ser descrito pela expressão

$$E_2 - E_1 = Q - W \tag{2.35a}$$

Introduzindo a Eq. 2.27, uma forma alternativa é dada por

$$\Delta \text{EC} + \Delta \text{EP} + \Delta U = Q - W \tag{2.35b}$$

que mostra que uma transferência de energia através da fronteira do sistema resulta em uma variação de uma ou mais formas macroscópicas de energia: energia cinética, energia potencial gravitacional e energia interna. Todas as referências anteriores relativas à energia como uma quantidade que se conserva estão incluídas como casos especiais das expressões da Eq. 2.35

Observe que os sinais algébricos antes dos termos de calor e trabalho das expressões relativas à Eq 2 35 são diferentes. Isso é conseqüência da convenção de sinais adotada anteriormente. Um sinal negativo aparece antes de W porque a transferência de energia por meio de trabalho *do* sistema *para* a vizinhança é considerada positiva. Um sinal positivo aparece antes de Q porque este é considerado positivo quando a transferência de energia por calor ocorre *da* vizinhança *para* o sistema.

2.5.1 Aspectos Importantes do Balanço de Energia

Várias formas especiais de balanço de energia podem ser escritas. Por exemplo, o balanço de energia na forma diferencial é

$$dE = \delta Q - \delta W \tag{2.36}$$

Os Experimentos de Joule e a Primeira Lei

Em experimentos clássicos conduzidos no início do século XIX, Joule estudou processos através dos quais um sistema fechado passa de um estado de equilíbrio a outro. Em particular, ele considerou processos que envolvem interações de trabalho, mas não interações térmicas, entre o sistema e sua vizinhança. Qualquer desses processos é um *processo adiabático*, de acordo com a discussão da Seção 2.4.1.

Baseado em seus experimentos, Joule deduziu que o valor do trabalho líquido é o mesmo para *todos* os processos adiabáticos entre dois estados de equilíbrio. Em outras palavras, o valor do trabalho líquido realizado por ou sobre um sistema fechado que passa por um processo adiabático entre dois estados dados *depende somente dos estados inicial e final*, e não dos detalhes do processo adiabático.

Se o trabalho líquido é o mesmo para todos os processos adiabáticos em sistemas fechados entre os estados inicial e final, pode-se concluir da definição de propriedade (Seção 1.3) que o trabalho líquido para tais processos é a variação de alguma propriedade do sistema. Essa propriedade é chamada de *energia*.

Com base no argumento de Joule, a *variação de energia* entre dois estados é *definida* por

$$E_2 - E_1 = -W_{ad} \tag{a}$$

onde o símbolo E denota a energia de um sistema e W_{ad} representa o trabalho líquido para *qualquer* processo adiabático entre os dois estados. O sinal negativo antes do termo do trabalho está de acordo com a convenção de sinais para o trabalho, estabelecida previamente. Finalmente, observe que como qualquer valor arbitrário E_1 pode ser atribuído à energia de um sistema em um dado estado 1, nenhum significado especial pode ser associado ao valor da energia no estado 1 ou em *qualquer* outro estado. Somente as *variações* de energia de um sistema possuem significado.

A discussão precedente é baseada em provas experimentais, a começar pelos experimentos de Joule. Devido a incertezas experimentais inevitáveis não é possível provar através de medidas que o trabalho líquido é *exatamente* o mesmo para *todos* os processos adiabáticos entre os mesmos estados inicial e final. Entretanto, evidências experimentais apóiam essa conclusão e, portanto, adota-se como um princípio fundamental que o trabalho é realmente o mesmo. Esse princípio é uma formulação alternativa da *primeira lei*, e foi usado pelos cientistas e engenheiros subseqüentes como um trampolim para o desenvolvimento do conceito de *conservação de energia* e do *balanço de energia* como os conhecemos hoje.

sendo que dE é a diferencial da energia, uma propriedade. Como Q e W não são propriedades, suas diferenciais são escritas como δQ e δW, respectivamente.

O ***balanço de energia na forma de taxa temporal*** é

balanço de energia na forma de taxa temporal

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \tag{2.37}$$

A forma da taxa do balanço de energia expressa em palavras é

taxa de variação temporal da energia contida no sistema *no tempo t*	=	*taxa* líquida na qual a energia está sendo transferida para dentro por transferência de calor *no tempo t*	−	*taxa* líquida na qual a energia está sendo transferida para fora por trabalho *no tempo t*

Como a taxa temporal de variação de energia é dada por

$$\frac{dE}{dt} = \frac{d\text{EC}}{dt} + \frac{d\text{EP}}{dt} + \frac{dU}{dt}$$

A Eq. 2.37 pode ser expressa alternativamente como

$$\frac{d\text{EC}}{dt} + \frac{d\text{EP}}{dt} + \frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \tag{2.38}$$

As Eqs. 2.35 a 2.38 fornecem formas alternativas para o balanço de energia que podem ser pontos de partida convenientes para a aplicação do princípio da conservação da energia a sistemas fechados. No Cap. 4 o princípio da conservação de energia é expresso sob formas adequadas para a análise em volumes de controle Quando aplicarmos o balanço de energia em *qualquer* das

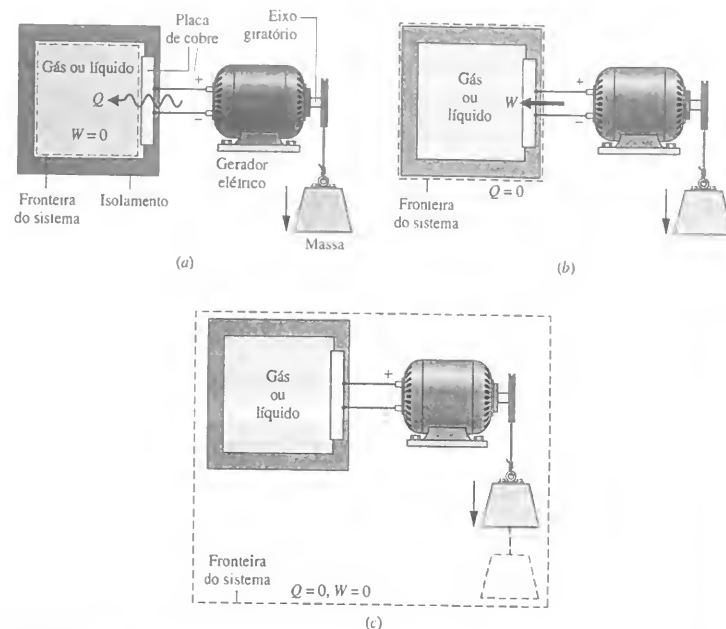



Fig. 2.15 Escolhas alternativas para a fronteira de um sistema.

suas formas, é importante tomar cuidado com os sinais e unidades e fazer a distinção cuidadosa entre taxas e quantidades. Além disso, é importante reconhecer que a localização da fronteira do sistema pode ser relevante para determinar se uma específica transferência de energia será considerada como calor ou trabalho.

➥ **POR EXEMPLO...** considere a Fig. 2.15, na qual são mostrados três sistemas alternativos que incluem uma quantidade de gás (ou líquido) em um recipiente rígido, bem isolado. Na Fig. 2.15*a* o próprio gás é o sistema. Conforme a corrente passa através da placa de cobre há uma transferência de energia da placa de cobre para o gás. Já que essa transferência de energia ocorre como resultado de uma diferença de temperatura entre a placa e o gás, ela é classificada como transferência de calor. Em seguida, considere a Fig. 2.15*b*, onde a fronteira é desenhada de forma a incluir a placa de cobre. Conclui-se, da definição termodinâmica de trabalho, que a transferência de energia que ocorre conforme a corrente atravessa a fronteira desse sistema deve ser considerada como trabalho. Finalmente, na Fig. 2.15*c* a fronteira está localizada de tal forma que nenhuma energia é transferida através dela por meio de calor ou trabalho. ⬅

Até agora, tivemos o cuidado de enfatizar que as quantidades simbolizadas por W e Q nas equações anteriores são responsáveis por transferências de *energia* e não por transferências de trabalho e calor, respectivamente. Os termos trabalho e calor indicam *meios* diferentes pelos quais a energia é transferida, e não *o que* é transferido. Entretanto, por economia de expressão nas discussões subseqüentes W e Q são frequentemente referenciados simplesmente como transferência de trabalho e calor, respectivamente. Essa forma menos formal de falar é comumente usada na prática de engenharia.

Os exemplos fornecidos nas Seções 2.5.2 a 2.5.4 trazem idéias importantes sobre energia e o balanço de energia. Eles devem ser estudados cuidadosamente, e abordagens similares devem ser usadas para resolver os problemas do final do capítulo. Neste livro a maioria das aplicações do balanço de energia não envolverá variações significativas de energia cinética ou potencial. Assim, para acelerar as soluções dos muitos exemplos subseqüentes e dos problemas ao final do capítulo indicaremos no enunciado do problema que tais variações podem ser desprezadas. Se isso não estiver explícito no enunciado do problema você deve decidir, baseado no problema em estudo, qual a melhor maneira de lidar com os termos de energia cinética e potencial no balanço de energia.

A energia requerida pelos animais para viverem é oriunda da oxidação da comida ingerida. Freqüentemente falamos que a comida é *queimada* no corpo humano. Essa é uma expressão apropriada, porque os experimentos mostram que quando a comida é queimada com oxigênio em uma câmara é liberada aproximadamente a mesma energia de quando a comida é oxidada no corpo. Tal câmara corresponde ao *calorímetro* a volume constante, perfeitamente isolado, apresentado na Fig. 2.16.

Uma amostra de comida, cuidadosamente pesada, é colocada na câmara de um calorímetro junto com oxigênio (O_2). Toda a câmara se encontra submersa no banho de água do calorímetro. Os conteúdos da câmara são, então, inflamados eletricamente, oxidando completamente a amostra de comida. A energia liberada durante a reação no interior da câmara resulta em um aumento da temperatura do calorímetro. Com o aumento de temperatura medido, a energia liberada pode ser calculada através de um balanço de energia, considerando o calorímetro como sistema. Esse é o valor da caloria da amostra de comida, informado usualmente em termos de quilocaloria (kcal), como pode ser visto no item "calorias" nos rótulos dos alimentos.

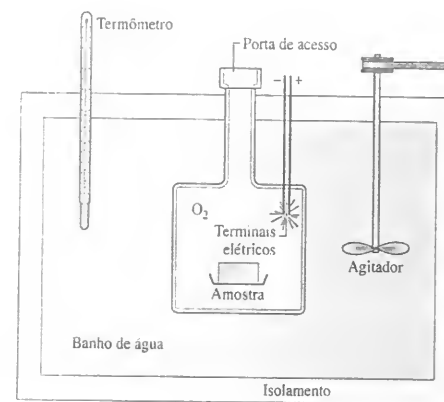



Fig. 2.16 Calorímetro a volume constante.

2.5.2 Utilizando o Balanço de Energia: Processos em Sistemas Fechados

Os dois exemplos a seguir ilustram o uso do balanço de energia para processos em sistemas fechados. Nesses exemplos são fornecidos dados para a energia interna. No Capítulo 3 aprenderemos como obter a energia interna e outros dados de propriedades termodinâmicas, utilizando tabelas, gráficos e programas de computador.

Exemplo 2.2 RESFRIANDO UM GÁS EM UM CILINDRO-PISTÃO

Um conjunto cilindro-pistão contém 0,4 kg de um certo gás. O gás está sujeito a um processo no qual a relação pressão-volume é

$$pV^{1,5} = constante$$

A pressão inicial é de 3 bar, o volume inicial é de 0,1 m³ e o volume final é de 0,2 m³. A variação da energia interna específica do gás no processo é $u_2 - u_1 = -55$ kJ/kg. Não há variação significativa da energia cinética ou potencial. Determine a transferência de calor líquida para o processo, em kJ.

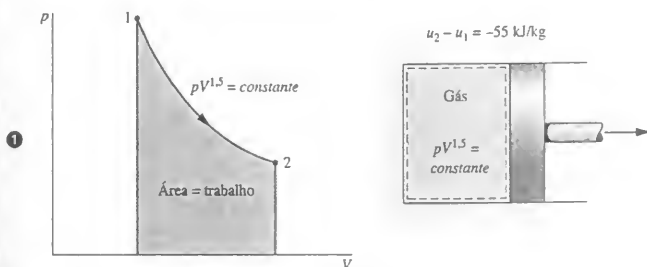
Solução

Dado: um gás em um conjunto cilindro-pistão é submetido a um processo de expansão para o qual são especificadas a relação pressão-volume e a variação da energia interna específica.

Pede-se: determine a transferência de calor líquida para o processo.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

$u_2 - u_1 = -55$ kJ/kg

Gás

$pV^{1,5}$ = constante

Modelo de Engenharia:

1. O gás é um sistema fechado.
2. O processo é descrito por $pV^{1,5}$ = *constante*.
3. Não há variação da energia cinética ou potencial do sistema.

Fig. E2.2

Análise: um balanço de energia para o sistema fechado toma a forma

$$\cancel{\Delta EC}^{0} + \cancel{\Delta EP}^{0} + \Delta U = Q - W$$

na qual os termos das energias cinética e potencial tornam-se nulos pela hipótese 3. Então, escrevendo ΔU em termos das energias internas específicas o balanço de energia se torna

$$m(u_2 - u_1) = Q - W$$

onde m é a massa do sistema. Resolvendo para Q

$$Q = m(u_2 - u_1) + W$$

O valor do trabalho para esse processo é determinado na parte (a) da solução do Exemplo 2.1: $W = +17{,}6$ kJ. A variação da energia interna é obtida utilizando-se os dados fornecidos

$$m(u_2 - u_1) = 0{,}4\ \text{kg}\left(-55\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = -22\ \text{kJ}$$

Substituindo os valores

❷ $$Q = -22 + 17{,}6 = -4{,}4\ \text{kJ}$$

❶ A relação fornecida entre a pressão e o volume permite que o processo seja representado pelo caminho mostrado no diagrama correspondente. A área sob a curva representa o trabalho. Como não são propriedades, os valores do trabalho e da transferência de calor dependem dos detalhes do processo e não podem ser determinados a partir dos estados inicial e final somente.

❷ O sinal negativo para o valor de Q significa que uma quantidade líquida de energia foi transferida do sistema para a vizinhança por transmissão de calor.

Teste-Relâmpago

Se o gás percorre um processo no qual pV = *constante* e $\Delta u = 0$, determine a transferência de calor, em kJ, mantendo fixos a pressão inicial e os volumes fornecidos.

Resposta 20,79 kJ.

No próximo exemplo retomamos a discussão da Fig. 2.15, considerando dois sistemas alternativos. Esse exemplo ressalta a necessidade de levar em conta corretamente as interações de calor e trabalho que ocorrem na fronteira, assim como a variação de energia.

Exemplo 2.3 CONSIDERANDO SISTEMAS ALTERNATIVOS

Ar está contido em um conjunto cilindro-pistão vertical equipado com uma resistência elétrica. A atmosfera exerce uma pressão de 14,7 lbf/in² (101,3 kPa) no topo do pistão, que possui uma massa de 100 lb (45,4 kg) e cuja área da face é de 1 ft² (0,09 m²). Uma corrente elétrica passa através da resistência e o volume de ar aumenta lentamente de 1,6 ft³ (0,04 m³), enquanto sua pressão permanece constante. A massa do ar é 0,6 lb (0,27 kg) e sua energia interna específica aumenta de 18 Btu/lb (41,9 kJ/kg). O ar e o pistão estão em repouso no início e no fim do processo. O material do cilindro-pistão é um composto cerâmico e, portanto, um bom isolante. O atrito entre o pistão e a parede do cilindro pode ser desprezado, e a aceleração da gravidade é $g = 32{,}0$ ft/s² (9,7 m/s²). Determine a transferência de calor da resistência para o ar, em Btu, para um sistema composto de (a) apenas ar, (b) ar e pistão.

Solução

Dado: são fornecidos dados relativos ao ar contido em um conjunto cilindro-pistão vertical equipado com uma resistência elétrica.

Pede-se: considerando cada um dos dois sistemas alternativos, determinar a transferência de calor da resistência para o ar.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

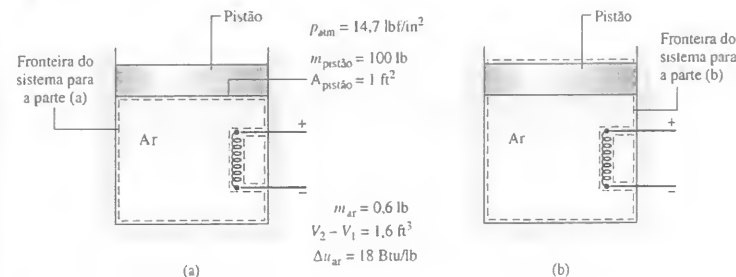



Fig. E2.3

Modelo de Engenharia:

1. Dois sistemas fechados são considerados, como ilustrado nos diagramas.
2. A única transferência de calor significativa é da resistência para o ar, durante a qual o ar se expande lentamente e sua pressão permanece constante.
3. Não há variação líquida na energia cinética; a variação da energia potencial do ar é desprezível, e já que o material do pistão é um bom isolante, a energia interna do pistão não é afetada pela transferência de calor.
4. O atrito entre o pistão e a parede do cilindro é desprezível.
5. A aceleração da gravidade é constante; $g = 32{,}0$ ft/s².

Análise: (a) Considerando o ar como o sistema, o balanço de energia, Eq. 2.35, reduz-se, com a hipótese 3, a

$$(\cancel{\Delta EC}^{0} + \cancel{\Delta EP}^{0} + \Delta U)_{ar} = Q - W$$

Ou, resolvendo para Q

$$Q = W + \Delta U_{ar}$$

Para esse sistema, o trabalho é realizado pela força da pressão p que atua no *fundo* do pistão conforme o ar se expande. Com a Eq. 2.17 e a hipótese de pressão constante

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p\, dV = p(V_2 - V_1)$$

Para determinar a pressão p, usamos um balanço de forças no pistão sem atrito que se move lentamente. A força para cima, exercida pelo ar sobre o *fundo* do pistão, é igual ao peso do pistão mais a força para baixo da atmosfera que atua no *topo* do pistão. Assim

$$p\mathrm{A}_{pistão} = m_{pistão}\, g + p_{atm}\mathrm{A}_{pistão}$$

Resolvendo para p e inserindo os valores

$$p = \frac{m_{pistão}\, g}{\mathrm{A}_{pistão}} + p_{atm}$$

$$= \frac{(100\ \text{lb})(32{,}0\ \text{ft/s}^2)}{1\ \text{ft}^2}\left|\frac{1\ \text{lbf}}{32{,}2\ \text{lb}\cdot\text{ft/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{ft}^2}{144\ \text{in}^2}\right| + 14{,}7\frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 15{,}4\frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

Assim, o trabalho é

$$W = p(V_2 - V_1)$$

$$= \left(15{,}4\frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}\right)(1{,}6\ \text{ft}^3)\left|\frac{144\ \text{in}^2}{1\ \text{ft}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{Btu}}{778\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}\right| = 4{,}56\ \text{Btu}$$

Com $\Delta U_{ar} = m_{ar}(\Delta u_{ar})$, a transferência de calor é

$$Q = W + m_{ar}(\Delta u_{ar})$$
$$= 4{,}56 \text{ Btu} + (0{,}6 \text{ lb})\left(18\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right) = 15{,}4 \text{ Btu}$$

(b) Considere a seguir um sistema composto pelo ar e pelo pistão. A variação de energia do sistema global é a soma das variações de energia do ar e do pistão. Assim, o balanço de energia, Eq. 2.35, é dado por

$$(\cancel{\Delta EC}^0 + \cancel{\Delta EP}^0 + \Delta U)_{ar} + (\cancel{\Delta EC}^0 + \Delta EP + \cancel{\Delta U}^0)_{pistão} = Q - W$$

onde os termos indicados se cancelam pela hipótese 3. Resolvendo para Q

$$Q = W + (\Delta EP)_{pistão} + (\Delta U)_{ar}$$

Para esse sistema, trabalho é realizado no *topo* do pistão à medida que este empurra a atmosfera vizinha. Aplicando a Eq. 2.17

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p\,dV = p_{atm}(V_2 - V_1)$$
$$= \left(14{,}7\frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}\right)(1{,}6 \text{ ft}^3)\left|\frac{144 \text{ in}^2}{1 \text{ ft}^2}\right|\left|\frac{1 \text{ Btu}}{778 \text{ ft}\cdot\text{lbf}}\right| = 4{,}35 \text{ Btu}$$

A variação de altura, Δz, necessária para calcular a variação de energia potencial do pistão, pode ser encontrada a partir da variação do volume do ar e da área da face do pistão

$$\Delta z = \frac{V_2 - V_1}{A_{pistão}} = \frac{1{,}6 \text{ ft}^3}{1 \text{ ft}^2} = 1{,}6 \text{ ft}$$

Então, a variação da energia potencial do pistão é

$$(\Delta EP)_{pistão} = m_{pistão}\, g \Delta z$$
$$= (100 \text{ lb})\left(32{,}0\frac{\text{ft}}{\text{s}^2}\right)(1{,}6 \text{ ft})\left|\frac{1 \text{ lbf}}{32{,}2 \text{ lb}\cdot\text{ft/s}^2}\right|\left|\frac{1 \text{ Btu}}{778 \text{ ft}\cdot\text{lbf}}\right| = 0{,}2 \text{ Btu}$$

Finalmente

$$Q = W + (\Delta EP)_{pistão} + m_{ar}\Delta u_{ar}$$
$$= 4{,}35 \text{ Btu} + 0{,}2 \text{ Btu} + (0{,}6 \text{ lb})\left(18\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right) = 15{,}4 \text{ Btu}$$

❶ o que concorda com o resultado da parte (a).

❶ Embora o valor de Q seja o mesmo para cada sistema, observe que os valores de W diferem. Observe, também, que as variações de energia diferem dependendo do sistema, que pode ser constituído apenas pelo ar ou pelo ar e o pistão.

Teste-Relâmpago

Qual a variação da energia potencial do ar, em Btu?

Resposta $\approx 10^{-3}$ Btu.

2.5.3 Utilizando o Balanço da Taxa de Energia: Operação em Regime Permanente

Um sistema está em regime permanente se nenhuma das suas propriedades varia ao longo do tempo (Seção 1.3). Muitos dispositivos operam em regime permanente ou próximo do regime permanente, significando que as variações das propriedades com o tempo são pequenas o suficiente para serem ignoradas. Os dois exemplos a seguir ilustram a aplicação da equação da energia sob a forma de taxa a sistemas fechados em regime permanente.

Exemplo 2.4 CAIXA DE REDUÇÃO EM REGIME PERMANENTE

Durante uma operação em regime permanente uma caixa de redução recebe 60 kW através do eixo de entrada e fornece potência através do eixo de saída. Considerando a caixa de redução como sistema, a taxa de transferência de energia por convecção é

$$\dot{Q} = -hA(T_b - T_f)$$

em que h = 0,171 kW/m² · K é o coeficiente de transferência de calor, A = 1,0 m² é a área da superfície externa da caixa de redução, T_b = 300 K (27°C) é a temperatura da superfície externa e T_f = 293 K (20°C) é a temperatura do ar da vizinhança longe das imediações da caixa de câmbio. Para a caixa de engrenagens, calcule a taxa de transferência de calor e a potência fornecida através do eixo de saída, ambas em kW.

Solução

Dado: uma caixa de redução opera em regime permanente com uma potência de entrada conhecida. Uma expressão para a taxa de transferência de calor da superfície externa também é conhecida.

Pede-se: determine a taxa de transferência de calor e a potência fornecida através do eixo de saída, ambas em kW.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

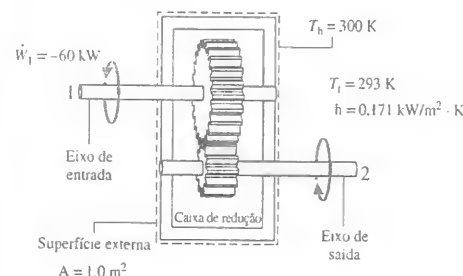



Fig. E2.4

Modelo de Engenharia:

1. A caixa de redução é um sistema fechado em regime permanente.
2. Para a caixa de redução, o modo de transferência de calor dominante é a convecção.

Análise: utilizando a expressão dada para $\dot{Q}$ junto com os dados conhecidos, a taxa de energia transferida por meio de calor é

❶
$$\dot{Q} = -hA(T_b - T_f)$$
$$= -\left(0{,}171\frac{\text{kW}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}\right)(1{,}0 \text{ m}^2)(300 - 293) \text{ K}$$
$$= -1{,}2 \text{ kW}$$

O sinal negativo para $\dot{Q}$ indica que a energia é ***retirada*** da caixa de redução por transferência de calor.

O balanço da taxa de energia, Eq. 2.37, em regime permanente, reduz-se a

❷
$$\frac{d\cancel{E}^0}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad \text{ou} \quad \dot{W} = \dot{Q}$$

O símbolo $\dot{W}$ representa a potência ***líquida*** do sistema. A potência líquida é a soma de $\dot{W}_1$ com a potência de saída $\dot{W}_2$.

$$\dot{W} = \dot{W}_1 + \dot{W}_2$$

Com essa expressão para $\dot{W}$, o balanço da taxa de energia torna-se

$$\dot{W}_1 + \dot{W}_2 = \dot{Q}$$

Resolvendo para $\dot{W}_2$, inserindo $\dot{Q}$ = −1,2 kW e $\dot{W}_1$ = −60 kW, onde o sinal negativo é necessário porque o eixo de entrada traz energia para o sistema, temos

❸
$$\dot{W}_2 = \dot{Q} - \dot{W}_1$$
$$= (-1{,}2 \text{ kW}) - (-60 \text{ kW})$$
$$= +58{,}8 \text{ kW}$$

❹ O sinal positivo para $\dot{W}_2$ indica que a energia é transferida do sistema, através do eixo de saída, como esperado.

❶ De acordo com a convenção de sinais para a taxa de transferência de calor no balanço da taxa de energia (Eq. 2.37), a Eq. 2.34 é escrita com um sinal negativo: $\dot{Q}$ é negativo desde que T_b seja maior do que T_f.

❷ As propriedades de um sistema em regime permanente não variam com o tempo. A energia E é uma propriedade, mas a transferência de calor e o trabalho não são propriedades.

❸ Para esse sistema, a transferência de energia por trabalho ocorre em dois locais distintos, e o sinal associado aos seus valores é diferente.

❸ No regime permanente a taxa de transferência de calor da caixa de redução é responsável pela diferença entre a potência de entrada e de saída. Isso pode ser resumido pelo seguinte "balancete" da taxa de energia em termos das *magnitudes*:

Entrada	Saída
60 kW (eixo de entrada)	58,8 kW (eixo de saída)
	1,2 kW (transferência de calor)
Total: 60 kW	60 kW

Teste-Relâmpago

Considerando uma emissividade de 0,8 e que $T_s = T_f$, use a Eq. 2.33 para determinar a taxa líquida na qual a energia é irradiada da superfície externa da caixa de redução, em kW.

Resposta 0,03 kW.

*E*xemplo 2.5 CHIP DE SILÍCIO EM REGIME PERMANENTE

Um chip de silício medindo 5 mm de lado e 1 mm de espessura está inserido num substrato cerâmico. Em regime permanente o chip tem uma potência elétrica de entrada de 0,225 W. A superfície superior do chip está exposta a um refrigerante cuja temperatura é de 20°C. O coeficiente de transferência de calor para a convecção entre o chip e o refrigerante é 150 W/m² · K. Se a transferência de calor por condução entre o chip e o substrato for desprezível, determine a temperatura da superfície do chip, em °C.

Solução

Dado: a superfície superior de um chip de silício de dimensões conhecidas é exposta a um refrigerante. A potência elétrica de entrada e o coeficiente de transferência de calor por convecção são conhecidos.

Pede-se: determine a temperatura da superfície do chip em regime permanente.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Refrigerante
h = 150 W/m² · K
T_f = 20° C
5 mm
5 mm
T_b
1 mm
$\dot{W} = -0{,}225$ W
Substrato cerâmico

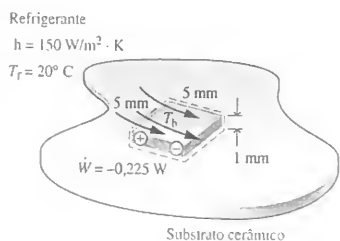



Fig. E2.5

Modelo de Engenharia:

1. O chip é um sistema fechado em regime permanente.
2. Não há transferência de calor entre o chip e o substrato.

Análise: a temperatura da superfície do chip, T_b, pode ser determinada utilizando-se o balanço de taxa de energia, Eq. 2.37, que em regime permanente reduz-se a

❶
$$\frac{dE}{dt}^{0} = \dot{Q} - \dot{W}$$

Com a hipótese 2, a única transferência de calor é por convecção para o refrigerante. Nessa aplicação, a lei do resfriamento de Newton, Eq. 2.34, toma a forma

❷
$$\dot{Q} = -hA(T_b - T_f)$$

Juntando-se essas duas equações

$$0 = -hA(T_b - T_f) - \dot{W}$$

Resolvendo para T_b

$$T_b = \frac{-\dot{W}}{hA} + T_f$$

Nessa expressão, $\dot{W} = -0{,}225$ W, A = 25 × 10⁻⁶ m², h = 150 W/m² · K e T_f = 293 K, assim

$$T_b = \frac{-(-0{,}225 \text{ W})}{(150 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(25 \times 10^{-6} \text{ m}^2)} + 293 \text{ K}$$
$$= 353 \text{ K } (80°\text{C})$$

❶ As propriedades de um sistema em regime permanente não variam com o tempo. A energia E é uma propriedade, mas a transferência de calor e o trabalho não são propriedades.
❷ De acordo com a convenção de sinais para a transferência de calor no balanço da taxa de energia (Eq. 2.37), a Eq. 2.34 é escrita com um sinal negativo: $\dot{Q}$ é negativo desde que T_b seja maior do que T_f.

Teste-Relâmpago

Se a temperatura da superfície do chip não deve ser maior do que 60°C, qual a gama de valores correspondentes requerida para o coeficiente de transferência de calor por convecção, admitindo que todas as outras grandezas permaneçam constantes?

Resposta h ≥ 225 W/m² · K.

2.5.4 Utilizando o Balanço da Taxa de Energia: Operação em Regime Transiente

Muitos dispositivos estão sujeitos a períodos de operação transiente, onde o estado varia com o tempo. Isso é observado durante os períodos de partida e parada. O próximo exemplo ilustra a aplicação do balanço da taxa de energia a um motor elétrico durante a partida. O exemplo também envolve tanto trabalho elétrico quanto potência transmitida por um eixo.

*E*xemplo 2.6 OPERAÇÃO TRANSIENTE DE UM MOTOR

A taxa de transferência de calor entre um certo motor elétrico e sua vizinhança varia com o tempo conforme

$$\dot{Q} = -0{,}2[1 - e^{(-0{,}05t)}]$$

sendo que t está em segundos e $\dot{Q}$ está em quilowatts. O eixo do motor gira a uma velocidade constante de ω = 100 rad/s (cerca de 955 revoluções por minuto, ou rpm) e aplica um torque constante de $\mathcal{T}$ = 18 N · m a uma carga externa. O motor consome uma potência elétrica de entrada constante e igual a 2,0 kW. Para o motor, represente graficamente $\dot{Q}$ e $\dot{W}$, ambos em kW, e a variação de energia ΔE, em kJ, como funções do tempo, de t = 0 a t = 120 s. Comente.

Solução

Dado: um motor opera com potência elétrica de entrada, velocidade de eixo e torque aplicado constantes. A taxa de transferência de calor variando com o tempo entre o motor e sua vizinhança é conhecida.

Pede-se: represente graficamente, $\dot{Q}$, $\dot{W}$ e ΔE *versus* o tempo. Discuta.

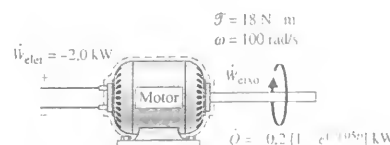
Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Modelo de Engenharia: o sistema ilustrado no esboço correspondente é um sistema fechado.

Fig. E2.6a

Análise: a taxa temporal de variação da energia do sistema é

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}$$

$\dot{W}$ representa a potência *líquida do* sistema: a soma da potência associada à rotação do eixo, $\dot{W}_{eixo}$ com a potência associada ao fluxo de eletricidade, $\dot{W}_{elet}$

$$\dot{W} = \dot{W}_{eixo} + \dot{W}_{elet}$$

A taxa $\dot{W}_{elet}$ é conhecida do enunciado do sistema: $\dot{W}_{elet} = -2{,}0$ kW, onde o sinal negativo é necessário porque a energia é transferida para o sistema por meio de trabalho elétrico. O termo $\dot{W}_{eixo}$ pode ser calculado com a Eq. 2.20, da seguinte forma

$$\dot{W}_{eixo} = \mathcal{T}\omega = (18\ \text{N}\cdot\text{m})(100\ \text{rad/s}) = 1800\ \text{W} = +1{,}8\ \text{kW}$$

Como a energia sai do sistema através do eixo, essa taxa de transferência de energia é positiva.

Em resumo,

$$\dot{W} = \dot{W}_{elet} + \dot{W}_{eixo} = (-2{,}0\ \text{kW}) + (+1{,}8\ \text{kW}) = -0{,}2\ \text{kW}$$

onde o sinal negativo indica que a potência elétrica de entrada é maior do que a potência transferida para fora através do eixo.

Com esse resultado para $\dot{W}$ e com a expressão dada para $\dot{Q}$, o balanço da taxa de energia fica

$$\frac{dE}{dt} = -0{,}2[1 - e^{(-0{,}05t)}] - (-0{,}2) = 0{,}2e^{(-0{,}05t)}$$

Integrando

$$\Delta E = \int_0^t 0{,}2e^{(-0{,}05t)}\,dt$$

$$= \frac{0{,}2}{(-0{,}05)}e^{(-0{,}05t)}\Big]_0^t = 4[1 - e^{(-0{,}05t)}]$$

① Os gráficos correspondentes, Figs. E2.6b, c, são elaborados, utilizando-se a expressão fornecida para $\dot{Q}$ e as expressões para $\dot{W}$ e ΔE obtidas da análise. Em virtude da nossa convenção de sinais para calor e trabalho, os valores de $\dot{Q}$ e $\dot{W}$ são negativos. Nos primeiros poucos segundos a taxa *líquida* na qual a energia é entregue através de trabalho excede enormemente a taxa na qual a energia é rejeitada por transferência de calor. Conseqüentemente, a energia armazenada no motor aumenta rapidamente, conforme o motor "aquece". À proporção que o tempo passa o valor de $\dot{Q}$ se aproxima de $\dot{W}$ e a taxa de armazenamento de energia diminui. Após cerca de 100 s esse modo de operação *transiente* está praticamente encerrado e há pouca variação na quantidade de energia armazenada ou de ② qualquer outra propriedade. Podemos dizer então que o motor está em regime permanente.

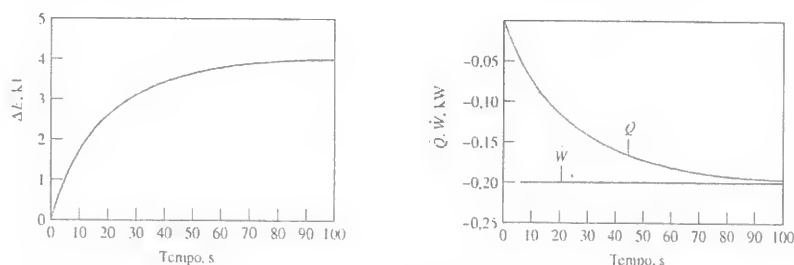



Fig. E2.6b,c

① As Figuras E.2.6b,c podem ser elaboradas utilizando-se programas de computador próprios ou podem ser desenhadas à mão.

② Em regime permanente o valor de $\dot{Q}$ permanece constante em $-0{,}2$ kW. Esse valor constante para a taxa de transferência de calor pode ser considerado como a porção da potência elétrica de entrada que não é convertida em potência mecânica de saída devido a efeitos internos ao motor, tais como a resistência elétrica e o atrito.

Teste-Relâmpago

Considerando que o modo dominante de transferência de calor da superfície externa do motor é convecção, determine, no regime permanente, a temperatura T_b da superfície externa, em K, para h = 0,17 kW/m² · K, A = 0,3 m² e T_f = 293 K.

Resposta 297 K.

2.6 Análise de Energia para Ciclos

Nesta seção são ilustrados os conceitos de energia desenvolvidos até agora, através da aplicação a sistemas submetidos a ciclos termodinâmicos. Um ***ciclo termodinâmico*** é uma sequência de processos que começa e termina no mesmo estado. No final do ciclo todas as propriedades têm os mesmos valores que possuíam no início. Conseqüentemente, terminado o ciclo o sistema não experimenta nenhuma variação líquida de estado. Ciclos que se repetem periodicamente exercem papéis proeminentes em muitas áreas de aplicação. Por exemplo, o vapor que circula ao longo de uma termoelétrica executa um ciclo.

ciclo termodinâmico

O estudo de sistemas percorrendo ciclos tem um papel importante no desenvolvimento do assunto termodinâmica aplicada à engenharia. Tanto a primeira lei quanto a segunda lei da termodinâmica possuem raízes no estudo dos ciclos. Além disso, há muitas aplicações práticas importantes envolvendo geração de energia, propulsão de veículos e refrigeração para as quais a compreensão dos ciclos termodinâmicos é essencial. Nesta seção os ciclos são considerados sob a perspectiva do princípio da conservação de energia. Os ciclos são estudados em mais detalhes nos capítulos subseqüentes, usando-se o princípio da conservação de energia e a segunda lei da termodinâmica.

2.6.1 Balanço de Energia para um Ciclo

O balanço de energia para qualquer sistema sujeito a um ciclo termodinâmico toma a forma

$$\Delta E_{ciclo} = Q_{ciclo} - W_{ciclo} \tag{2.39}$$

na qual Q_{ciclo} e W_{ciclo} representam quantidades *líquidas* de transferência de energia por calor e trabalho, respectivamente, para o ciclo. Como o sistema retorna ao seu estado inicial após o ciclo não há uma variação *líquida* da sua energia. Consequentemente, o lado esquerdo da Eq. 2.39 é igual a zero, e a equação reduz-se a

$$W_{ciclo} = Q_{ciclo} \tag{2.40}$$

> *Tome Nota...*
> **Quando analisamos ciclos normalmente consideramos a transferência de energia como positiva no sentido da seta presente no esboço do sistema e escrevemos o balanço de energia de acordo com essa convenção.**

A Eq. 2.40 é uma expressão do princípio da conservação da energia que tem que ser satisfeita por *todo* ciclo termodinâmico, não importando a seqüência de processos seguida pelo sistema submetido ao ciclo ou a natureza das substâncias que compõem o sistema.

A Fig. 2.17 fornece um esquema simplificado de duas classes gerais de ciclos consideradas neste livro: ciclos de potência e ciclos de refrigeração e bomba de calor. Em cada caso mostrado, um sistema percorre um ciclo enquanto se comunica termicamente com dois corpos, um quente e o outro frio. Esses corpos são sistemas localizados na vizinhança do sistema submetido ao ciclo. Durante cada ciclo, há também uma quantidade líquida de energia trocada com a vizinhança por meio de trabalho. Observe cuidadosamente que, ao utilizar os símbolos Q_{entra} e Q_{sai} na Fig. 2.17, nos afastamos da convenção de sinais para a transferência de calor previamente estabelecida. Nesta seção é vantajoso considerar Q_{entra} e Q_{sai} como transferências de energia nos *sentidos indicados pelas setas*. O sentido do trabalho líquido do ciclo, W_{ciclo}, *também é indicado por uma seta*. Finalmente, observe que os sentidos de transferência de energia mostrados na Fig. 2.17*b* são opostos àqueles na Fig. 2.17*a*.

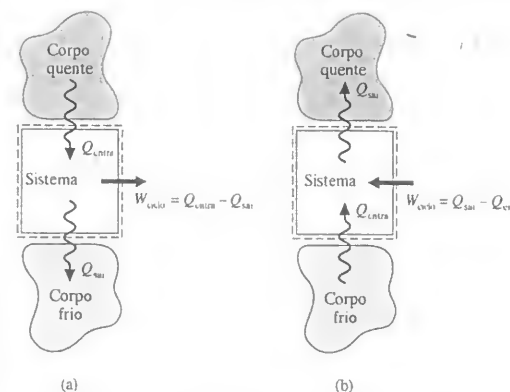



Fig. 2.17 Diagramas esquemáticos de duas classes importantes de ciclos. *(a)* Ciclos de potência. *(b)* Ciclos de refrigeração e bomba de calor.

2.6.2 Ciclos de Potência

Os sistemas que percorrem ciclos do tipo ilustrado na Fig. 2.17a fornecem uma transferência líquida sob a forma de trabalho para sua vizinhança durante cada ciclo. Qualquer um desses ciclos é chamado de ***ciclo de potência***. Da Eq. 2.40, a entrada de trabalho líquido é igual à transferência de calor líquida para o ciclo, ou

ciclo de potência

$$W_{ciclo} = Q_{entra} - Q_{sai} \quad \text{(ciclo de potência)} \tag{2.41}$$

em que Q_{entra} representa a transferência de energia por meio de calor do corpo quente *para* o sistema e Q_{sai} representa a transferência de calor que *sai* do sistema para o corpo frio. Da Eq. 2.41, fica claro que Q_{entra} tem que ser maior do que Q_{sai} para um ciclo de *potência*. A energia fornecida por transferência de calor para um sistema que percorre um ciclo de potência é normalmente oriunda

da queima de um combustível ou de uma reação nuclear moderada, ela também pode ser obtida da radiação solar. A energia Q_{sai} é geralmente descarregada para a atmosfera circundante ou para um corpo d'água próximo.

O desempenho de um sistema que percorre um *ciclo de potência* pode ser descrito em termos da extensão na qual a energia adicionada por calor, Q_{entra}, é *convertida* em trabalho líquido na saída, W_{ciclo}. A extensão da conversão de energia de calor para trabalho é expressa pela seguinte razão, comumente chamada de ***eficiência térmica***:

eficiência térmica

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{entra}} \quad \text{(ciclo de potência)} \tag{2.42}$$

Introduzindo a Eq. 2.41, obtém-se uma forma alternativa dada por

$$\eta = \frac{Q_{entra} - Q_{sai}}{Q_{entra}} = 1 - \frac{Q_{sai}}{Q_{entra}} \quad \text{(ciclo de potência)} \tag{2.43}$$

Como a energia se conserva, conclui-se que a eficiência térmica jamais pode ser maior do que a unidade (100%). No entanto, a experiência com ciclos de potência *reais* mostra que o valor da eficiência térmica é invariavelmente *menor* do que a unidade. Ou seja, nem toda a energia adicionada ao sistema por transferência de calor é convertida em trabalho; uma parte é rejeitada para o corpo frio por transferência de calor. Utilizando a segunda lei da termodinâmica, mostraremos no Capítulo 5 que a conversão de calor em trabalho não pode ser alcançada totalmente por nenhum ciclo de potência. A eficiência térmica de *todo* ciclo de potência tem que ser menor do que a unidade: $\eta < 1$.

Energia e Meio Ambiente

Atualmente usinas de energia movidas a combustível fóssil podem alcançar eficiências térmicas de 40%, ou mais. Isso significa que mais de 60% da energia adicionada por transferência de calor durante o ciclo da usina são descarregados da usina de outra forma, além de trabalho, principalmente por transferência de calor. Uma forma de resfriar a usina pode ser alcançada utilizando-se água retirada de um rio vizinho ou lago. A água finalmente retorna ao rio ou lago, porém a uma temperatura mais alta, o que gera as mais diversas conseqüências ambientais possíveis.

O retorno de grandes quantidades de água aquecida para um rio ou lago pode afetar sua capacidade de manter gases dissolvidos, incluindo o oxigênio necessário para a vida aquática. Se a temperatura da água que retorna for maior do que cerca de 35°C (95°F), o oxigênio dissolvido pode ser muito baixo para manter algumas espécies de peixe. Se a temperatura da água que retorna for muito maior, algumas espécies também podem ficar estressadas. À medida que os rios e lagos tornam-se aquecidos espécies não-nativas que resistem ao calor podem assumir o controle. Além disso, a água aquecida favorece as populações de bactérias e o crescimento de algas.

Agências reguladoras têm agido no sentido de limitar descargas de água aquecida oriundas de usinas de energia, fazendo com que a presença de torres de resfriamento (Seção 12.9) adjacentes se torne uma característica comum das usinas.

2.6.3 Ciclos de Refrigeração e Bomba de Calor

ciclos de refrigeração e bomba de calor

A seguir, considere os ***ciclos de refrigeração e bomba de calor*** mostrados na Fig. 2.17*b*. Para ciclos desse tipo Q_{entra} é a energia transferida por calor do corpo frio para o sistema que percorre o ciclo, e Q_{sai} é a energia descarregada por transferência de calor *do* sistema *para* o corpo quente. Para realizar essas transferências de energia é necessária a *entrada* de trabalho líquido, W_{ciclo}. As quantidades Q_{entra}, Q_{sai} e W_{ciclo} estão relacionadas entre si pelo balanço de energia que, para ciclos de refrigeração e bomba de calor, toma a forma

$$W_{ciclo} = Q_{sai} - Q_{entra} \quad \text{(ciclo de refrigeração e bomba de calor)} \tag{2.44}$$

Como W_{ciclo} é positivo nessa equação, conclui-se que Q_{sai} é maior do que Q_{entra}.

Embora tenham sido tratados de forma única até este ponto, na realidade os ciclos de refrigeração e bomba de calor possuem objetivos diferentes. O objetivo de um ciclo de refrigeração é reduzir a temperatura de um espaço refrigerado ou manter a temperatura do interior de uma residência, ou de outra construção, *abaixo* daquela do meio ambiente. O objetivo de uma bomba de calor é manter a temperatura do interior de uma residência, ou outra construção, acima daquela do meio ambiente ou fornecer aquecimento para certos processos industriais que ocorrem a temperaturas elevadas.

Como os ciclos de refrigeração e bomba de calor têm objetivos diferentes, seus parâmetros de desempenho, chamados de *coeficientes de desempenho*, são definidos de forma diferente. Esses coeficientes de desempenho são considerados a seguir

Ciclos de Refrigeração

O desempenho dos *ciclos de refrigeração* pode ser descrito como a razão entre a quantidade de energia recebida pelo sistema percorrendo o ciclo do corpo frio, Q_{entra}, e o trabalho líquido sobre o sistema para produzir esse efeito, W_{ciclo}. Assim, o ***coeficiente de desempenho***, β, é

$$\beta = \frac{Q_{entra}}{W_{ciclo}} \quad \text{(ciclo de refrigeração)} \tag{2.45}$$

coeficiente de eficácia: refrigeração

Introduzindo a Eq. 2.44, uma expressão alternativa para β é obtida

$$\beta = \frac{Q_{entra}}{Q_{sai} - Q_{entra}} \quad \text{(ciclo de refrigeração)} \tag{2.46}$$

Para um refrigerador doméstico, Q_{sai} é descarregado para o ambiente no qual o refrigerador está localizado. W_{ciclo} é normalmente fornecido sob a forma de eletricidade para alimentar o motor que aciona o refrigerador.

➥ **POR EXEMPLO...** em um refrigerador o compartimento interno age como o corpo frio, e o ar ambiente em torno do refrigerador como o corpo quente. A energia Q_{entra} passa *dos* alimentos e demais itens do compartimento interno para o fluido de refrigeração circulante. Para essa transferência de calor ocorrer a temperatura do refrigerante está necessariamente abaixo daquela do conteúdo do refrigerador. A energia Q_{sai} passa *do* fluido de refrigeração para o ar ambiente. Para essa transferência de calor ocorrer a temperatura do fluido de refrigeração circulante deve necessariamente estar acima daquela do ar ambiente. Para se obter esses efeitos é necessário o *fornecimento* de trabalho. Para um refrigerador, W_{ciclo} é fornecido sob a forma de eletricidade. ◄

Ciclos de Bomba de Calor

O desempenho das *bombas de calor* pode ser descrito como a razão entre a quantidade de energia descarregada pelo sistema que percorre o ciclo para o corpo quente, Q_{sai}, e o trabalho líquido sobre o sistema para produzir esse efeito, W_{ciclo}. Assim, o ***coeficiente de desempenho***, γ, é

$$\gamma = \frac{Q_{sai}}{W_{ciclo}} \quad \text{(ciclo de bomba de calor)} \tag{2.47}$$

coeficiente de eficácia: bomba de calor

Introduzindo a Eq. 2.44, obtém-se uma expressão alternativa para esse coeficiente de desempenho:

$$\gamma = \frac{Q_{sai}}{Q_{sai} - Q_{entra}} \quad \text{(ciclo de bomba de calor)} \tag{2.48}$$

Dessa equação pode-se perceber que o valor de γ nunca é inferior à unidade. Para bombas de calor residenciais a quantidade de energia Q_{entra} é normalmente retirada da atmosfera circundante, do solo ou de um corpo d'água próximo. O trabalho, representado por W_{ciclo}, é normalmente fornecido por meio de eletricidade.

Os coeficientes de desempenho β e γ são definidos como as razões entre a transferência de calor desejada e o custo em termos de trabalho para se obter esse efeito. Baseado nas definições, é desejável termodinamicamente que esses coeficientes possuam os maiores valores possíveis. Entretanto, conforme foi discutido no Cap. 5, os coeficientes de desempenho devem satisfazer restrições impostas pela segunda lei da termodinâmica.

✓ Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo, consideramos o conceito de energia sob uma perspectiva de engenharia e introduzimos balanços de energia para aplicar o princípio da conservação de energia a sistemas fechados. Uma idéia básica é que a energia pode ser armazenada nos sistemas sob três formas macroscópicas. energia interna, energia cinética e energia potencial gravitacional. A energia também pode ser transferida para os sistemas e dos sistemas.

A energia pode ser transferida de e para os sistemas fechados por meio de duas formas apenas: trabalho e transferência de calor. O trabalho e a transferência de calor são identificados na fronteira do sistema, e não são propriedades. Em mecânica o trabalho é a transferência de energia associada a forças macroscópicas e deslocamentos na fronteira do sistema. A definição termodinâmica de trabalho introduzida neste capítulo amplia a noção de trabalho da mecânica, de forma a incluir outros tipos de trabalho. A transferência de energia por calor, para ou de um sistema, é devida à diferença de temperatura entre o sistema e sua vizinhança, e ocorre no sentido decrescente da temperatura. Os modos de transferência de calor incluem condução, radiação e convecção. As seguintes convenções de sinais são usadas para o trabalho e a transferência de calor:

✓ $W, W \begin{cases} > 0: \text{trabalho realizado pelo sistema} \\ < 0: \text{trabalho realizado sobre o sistema} \end{cases}$

✓ $Q, \dot{Q} \begin{cases} > 0: \text{transferência de calor para o sistema} \\ < 0: \text{transferência de calor do sistema} \end{cases}$

A energia é uma propriedade extensiva de um sistema. Apenas variações na energia de um sistema possuem significado. As variações de energia são contabilizadas por meio do balanço de energia. O balanço de energia para um processo em um sistema fechado é dado pela Eq. 2.35, e uma forma análoga em termos de taxa de tempo é dada pela Eq. 2.37. A Eq. 2.40 é uma forma especial do balanço de energia para um sistema que descreve um ciclo termodinâmico.

Os itens a seguir fornecem um guia de estudo para este capítulo. Ao término do estudo do texto e dos exercícios dispostos no final do capítulo você estará apto a

- descrever o significado dos termos dispostos em negrito ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O conjunto de conceitos fundamentais listados mais adiante é particularmente importante para os capítulos subsequentes.
- calcular essas quantidades de energia
  - variações da energia cinética e potencial, utilizando as Eqs. 2.5 e 2.10, respectivamente.
  - trabalho e potência, utilizando as Eqs. 2.12 e 2.13, respectivamente.
  - trabalho de expansão ou compressão, utilizando a Eq. 2.17.
- aplicar balanços de energia a sistemas fechados em cada uma das formas alternativas, modelando apropriadamente o caso em estudo, observando corretamente as convenções de sinais para trabalho e transferência de calor e aplicando cuidadosamente as unidades do SI e do sistema inglês.
- conduzir análises de energia para sistemas percorrendo ciclos termodinâmicos utilizando a Eq. 2.40 e avaliar, conforme o caso, as eficiências térmicas dos ciclos de potência e os coeficientes de desempenho dos ciclos de refrigeração e bomba de calor.

Conceitos Fundamentais na Engenharia

energia cinética
energia potencial
trabalho
potência
energia interna
transferência de calor
primeira lei da termodinâmica
balanço de energia
ciclo termodinâmico
ciclo de potência
ciclo de refrigeração
ciclo de bomba de calor

Equações Principais

Equação	Nº	Descrição
$\Delta E = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP$	(2.27)	Variação da energia total de um sistema.
$\Delta EC = EC_2 - EC_1 = \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2)$	(2.5)	Variação da energia cinética de uma massa *m*.
$\Delta EP = EP_2 - EP_1 = mg(z_2 - z_1)$	(2.10)	Variação da energia potencial gravitacional de uma massa *m* sujeita a *g* constante
$E_2 - E_1 = Q - W$	(2.35a)	Balanço de energia para sistemas fechados.
$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}$	(2.37)	Balanço da taxa de energia para sistemas fechados.
$W = \int_{s_1}^{s_2} \mathbf{F} \cdot ds$	(2.12)	Trabalho em virtude da ação de uma força **F**.
$\dot{W} = \mathbf{F} \cdot \mathbf{V}$	(2.13)	Potência em virtude da ação de uma força **F**.
$W = \int_{V_1}^{V_2} p\,dV$	(2.17)	Trabalho de expansão ou compressão relacionado à pressão do fluido. Ver Fig. 2.4.
Ciclos Termodinâmicos		
$W_{ciclo} = Q_{entra} - Q_{sai}$	(2.41)	Balanço de energia para um *ciclo de potência*. Como na Fig. 2.17*a*, todas as grandezas são registradas como positivas.
$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{entra}}$	(2.42)	Eficiência térmica de um ciclo de potência.
$W_{ciclo} = Q_{sai} - Q_{entra}$	(2.44)	Balanço de energia para um *ciclo de refrigeração* ou *bomba de calor*. Como na Fig. 2.17b, todas as grandezas são registradas como positivas.
$\beta = \frac{Q_{entra}}{W_{ciclo}}$	(2.45)	Coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração.
$\gamma = \frac{Q_{sai}}{W_{ciclo}}$	(2.47)	Coeficiente de desempenho de um ciclo de bomba de calor.

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Quais as forças que atuam na bicicleta e no ciclista considerados na Seção 2.2.1? Esboce um diagrama de corpo livre.

2. Por que é incorreto dizer que um sistema *contém* calor?

3. Quais os exemplos de transferência de calor por condução, radiação e convecção que você encontra quando utiliza uma grelha a carvão?

4. Quando um meteoro em queda se choca com a Terra e atinge o repouso, o que acontece com suas energias cinética e potencial?

5. Após correr 5 milhas em uma esteira no seu campus, Ashley observa que o cinto de sua esteira está aquecido quando o toca. Por que o cinto está aquecido?

6. Quando ingredientes de cozinha são misturados em um liquidificador, o que acontece com a energia transferida para os ingredientes? A energia é transferida por trabalho, por calor ou por ambos?

7. Quando são irradiadas microondas sobre um tumor durante uma terapia para o câncer com o objetivo de aumentar a temperatura do tumor, essa interação é considerada trabalho e não transferência de calor. Por quê?

8. Há registros de que motores moleculares experimentais exibem movimento na absorção de luz, alcançando assim uma conversão da radiação eletromagnética em movimento. A luz incidente deve ser considerada trabalho ou transferência de calor?

9. Por que os símbolos ΔU, ΔEC e ΔEP são usados para indicar a variação de energia durante um processo, mas o trabalho e a transferência de calor para o processo são representados simplesmente por W e Q, respectivamente?

10. Se a variação de energia de um sistema fechado for conhecida para um processo entre os estados inicial e final, você pode determinar se a variação de energia ocorreu em virtude do trabalho, da transferência de calor ou de alguma combinação de ambos?

11. Em relação à Fig. 2.8, que processo, A ou B, possui a maior transferência de calor?

12. Que forma o balanço de energia toma para um sistema *isolado*?

13. Como você definiria uma *eficiência* adequada para o motor do Exemplo 2.6?

14. Quantas toneladas de CO_2 são produzidas anualmente por um automóvel convencional?

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Explorando Conceitos sobre Energia

2.1 Uma bola de beisebol tem uma massa de 0,3 lb (0,14 kg). Qual é a energia cinética em relação à base principal (*home plate*) de uma bola a 94 milhas por hora (42,0 m/s), em Btu?

Fig. P2.1

2.2 Um objeto cuja massa é 400 kg está localizado a uma altura de 25 m acima da superfície da Terra. Para $g = 9{,}78$ m/s², determine a energia potencial gravitacional do objeto, em kJ, em relação à superfície da Terra.

2.3 Um objeto cujo peso é 100 lbf (444,8 N) experimenta um decréscimo na energia cinética de 500 ft · lbf (677,9 N · m) e um aumento na energia potencial de 1500 ft · lbf (2033,7 N · m). A velocidade inicial e a altura do objeto, ambas em relação à superfície da Terra, são 40 ft/s (12,2 m/s) e 30 ft (9,1 m), respectivamente. Considerando que $g = 32{,}2$ ft/s² (9,8 m/s²), determine

(a) a velocidade final, em ft/s
(b) a altura final, em ft

2.4 Um tijolo de 2,5 × 3,5 × 6 in (0,06 × 0,09 × 0,15 m), cuja massa específica é 120 lb/ft³ (1922,2 kg/m³) escorrega do topo de um edifício em construção e cai 69 ft (21,0 m). Para $g = 32{,}0$ ft/s² (9,7 m/s²), determine a variação na energia potencial gravitacional do tijolo, em ft · lbf.

2.5 Qual é a variação global de energia potencial, em ft · lbf e Btu, para um automóvel pesando 2500 lbf (11,1 kN) relativa a um passeio de San Diego, CA, até Santa Fe, NM? Suponha a aceleração da gravidade constante.

2.6 Um objeto cuja massa é de 1000 kg, inicialmente possuindo uma velocidade de 100 m/s, desacelera até uma velocidade final de 20 m/s. Qual é a variação de energia cinética do objeto, em kJ?

2.7 Um avião turbo-hélice de 30 lugares, cuja massa é de 14.000 kg, decola de um aeroporto e eventualmente alcança sua velocidade de cruzeiro de 620 km/h e uma altitude de 10.000 m. Para $g = 9{,}78$ m/s², determine a variação na energia cinética e a variação na energia potencial do avião, ambas em kJ.

2.8 Um objeto cuja massa é de 1 lb (0,45 kg) possui uma velocidade de 100 ft/s (30,5 m/s). Determine

(a) a velocidade final, em ft/s, se a energia cinética do objeto diminuir de 100 ft · lbf (135,6 N · m)
(b) a variação de altura, em ft, associada a uma variação de energia potencial de 100 ft · lbf (135,6 N · m). Considere $g = 32{,}0$ ft/s² (9,7 m/s²).

2.9 Um objeto cuja massa é de 2 kg é acelerado de uma velocidade de 200 m/s até uma velocidade final de 500 m/s pela ação de uma força resultante **F**. Determine o trabalho realizado pela força resultante, em kJ, se não houver outras interações entre o objeto e sua vizinhança.

2.10 Um objeto cuja massa é de 300 lb (136,1 kg) sofre uma variação em suas energias cinética e potencial em virtude da ação de uma força resultante **R**. O trabalho realizado pela força resultante sobre o objeto é 140 Btu (147,7 kJ). Não existe nenhuma outra interação entre o objeto e sua vizinhança. Se a altura do objeto aumenta de 100 ft (30,5 m) e sua velocidade final é 200 ft/s (61,0 m/s), qual é a sua velocidade inicial em ft/s?

2.11 Um volante em forma de disco, de massa específica uniforme ρ, raio externo R e espessura w, gira com uma velocidade angular ω, em rad/s.

(a) Mostre que o momento de inércia, $I = \int_{vol} \rho r^2\,dV$, pode ser expresso como $I = \pi\rho w R^4/2$, e a energia cinética pode ser expressa como $EC = I\omega^2/2$.
(b) Para um volante de aço girando a 3000 rpm, determine a energia cinética, em N · m, e a massa, em kg, se $R = 0{,}38$ m e $w = 0{,}025$ m.
(c) Determine o raio, em m, e a massa, em kg, de um volante de alumínio que possui a mesma largura, velocidade angular e energia cinética do item (b).

2.12 Usando a relação $EC = I\omega^2/2$ do Problema 2.11(a), determine a velocidade com que um volante cujo momento de inércia é 200 lb · ft² (8,4 kg · m²) deveria girar, em rpm, para armazenar uma quantidade de energia cinética equivalente à energia potencial de uma massa de 100 lb (45,4 m) elevada de uma altura de 30 ft (9,1 m) acima da superfície da Terra. Faça $g = 32{,}2$ ft/s² (9,8 m/s²).

2.13 Dois objetos com massas diferentes caem livremente sob a ação da gravidade a partir do repouso e da mesma altura inicial. Desprezando o efeito da resistência do ar, mostre que as magnitudes das velocidades dos objetos são iguais no momento imediatamente antes de atingirem a superfície da Terra.

2.14 Um objeto cuja massa é de 50 lb (22,7 kg) é projetado para cima a partir da superfície da Terra com velocidade inicial de 200 ft/s (61,0 m/s). A única força que atua sobre o objeto é a força da gravidade. Faça um gráfico da velocidade do objeto *versus* a altura. Determine a altura do objeto, em ft, quando sua velocidade alcançar o valor zero. A aceleração da gravidade é g = 31,5 ft/s² (9,6 m/s²).

2.15 Um bloco com 10 kg de massa se move ao longo de uma superfície inclinada de 30° em relação à horizontal. O centro de gravidade do bloco é elevado a 3,0 m de altura, e a energia cinética do bloco *diminui* de 50 J. Agem sobre o bloco uma força **R** constante, paralela à inclinação, e a força de gravidade. Admita as superfícies sem atrito e g = 9,81 m/s². Determine a magnitude e a direção da força constante **R**, em N.

2.16 Partindo do repouso, um objeto com 20 kg de massa desliza para baixo em uma rampa de 10 m de comprimento. A rampa está inclinada de um ângulo de 40° a partir da horizontal. Se a resistência do ar e o atrito entre o objeto e a rampa forem desprezíveis, determine a velocidade do objeto, em m/s, ao final da rampa. Considere g = 9,81 m/s².

2.17 Jack, que pesa 150 lbf (667,2 N), corre 5 milhas em 43 minutos em uma esteira inclinada de 1 grau. O visor da esteira mostra que ele *queimou* 620 kcal (2595,8 kJ). Para Jack consumir o mesmo número de calorias, quantas taças de sorvete de baunilha ele pode tomar após o seu treinamento?

Fig. P2.17

Avaliando Trabalho

2.18 Um sistema com 5 kg de massa, inicialmente movendo-se horizontalmente com uma velocidade de 40 m/s, experimenta uma *desaceleração* horizontal constante de 2 m/s² devido à ação de uma força resultante. Como conseqüência, o sistema atinge o repouso. Determine por quanto tempo, em s, a força é aplicada e a quantidade de energia transferida por trabalho, em kJ.

2.19 Um objeto com 80 lb (36,3 kg) de massa, inicialmente em repouso, experimenta uma aceleração horizontal constante de 12 ft/s² (3,7 m/s²) devido à ação de uma força resultante aplicada por 6,5 s. Determine o trabalho da força resultante em ft · lbf e em Btu.

2.20 A força de arrasto, F_d, imposta pelo ar ao redor de um veículo que se move com velocidade V, é dada por

$$F_d = C_d A \tfrac{1}{2} \rho V^2$$

na qual C_d é uma constante chamada de coeficiente de arrasto, A é a área frontal projetada do veículo e ρ é a massa específica do ar. Determine a potência, em kW, necessária para vencer o arrasto aerodinâmico para um caminhão movendo-se a 110 km/h, se C_d = 0,65, A = 10 m² e ρ = 1,1 kg/m³.

2.21 Uma força importante que se opõe ao movimento de um veículo é a resistência dos pneus ao rolamento, F_r, dada por

$$F_r = fW$$

onde f é uma constante chamada de coeficiente de resistência ao rolamento e W é o peso do veículo. Determine a potência, em kW, necessária para vencer a resistência ao rolamento para um caminhão que pesa 322,5 kN que está se movendo a 110 km/h. Considere f = 0,0069.

2.22 As duas forças mais importantes que se opõem ao movimento de um veículo em uma estrada plana são a resistência dos pneus ao rolamento, F_r, e a força de arrasto aerodinâmico do ar escoando ao redor do veículo, F_d, dadas, respectivamente, por

$$F_r = fW, \qquad F_d = C_d A \tfrac{1}{2} \rho V^2$$

sendo f e C_d constantes conhecidas como coeficiente de resistência ao rolamento e coeficiente de arrasto, respectivamente, W e A são o peso do veículo e a área frontal projetada, respectivamente, V é a velocidade do veículo e ρ é a massa específica do ar. Para um carro de passeio com W = 3550 lbf (15,8 kN), A = 23,3 ft² (2,2 m²) e C_d = 0,34, e quando f = 0,02 e ρ = 0,08 lb/ft³ (1,3 kg/m³)

(a) determine a potência necessária, em HP, para vencer a resistência ao rolamento e o arrasto aerodinâmico quando V é 55 mi/h (24,6 m/s).

(b) faça um gráfico da velocidade do veículo entre 0 e 75 mi/h (33,5 m/s) *versus* (i) a potência para vencer a resistência ao rolamento, (ii) a potência para vencer o arrasto aerodinâmico e (iii) a potência total, todas em HP.

Quais as implicações para a economia de combustível do veículo que podem ser deduzidas dos resultados do item (b)?

2.23 A tabela a seguir fornece dados medidos para a pressão *versus* o volume durante a compressão de um refrigerante no cilindro de um compressor em um sistema de refrigeração. Utilizando os dados da tabela, complete o seguinte:

(a) Determine um valor de n tal que os dados sejam ajustados para uma equação do tipo $pV^n = constante$.

(b) Calcule analiticamente o trabalho realizado sobre o refrigerante, em Btu, utilizando a Eq. 2.17 em conjunto com o resultado do item (a).

(c) Utilizando integração gráfica ou numérica dos dados, calcule o trabalho realizado sobre o refrigerante, em Btu.

(d) Compare os diferentes métodos para a estimativa do trabalho utilizados nos itens (b) e (c). Por que são estimativas?

Ponto	p (lbf/in²)	V (in³)
1	112	13,0
2	131	11,0
3	157	9,0
4	197	7,0
5	270	5,0
6	424	3,0

2.24 A tabela a seguir fornece dados medidos para a pressão *versus* o volume durante a expansão dos gases no cilindro de um motor de combustão interna. Utilizando os dados da tabela, faça o seguinte:

(a) Determine um valor de n tal que os dados sejam ajustados para uma equação do tipo $pV^n = constante$.

(b) Calcule analiticamente o trabalho realizado pelos gases, em kJ, utilizando a Eq. 2.17 em conjunto com o resultado do item (a).

(c) Utilizando integração gráfica ou numérica dos dados, calcule o trabalho realizado pelos gases, em kJ.

(d) Compare os diferentes métodos para a estimativa do trabalho utilizados nos itens (b) e (c). Por que são estimativas?

Ponto	p (bar)	V (cm³)
1	15	300
2	12	361
3	9	459
4	6	644
5	4	903
6	2	1608

2.25 Um gás contido em um conjunto cilindro-pistão com 0,250 kg de massa, passa por um processo à pressão constante de 5 bar, iniciando em v_1 = 0,20 m³/kg. Para o gás considerado como sistema, o trabalho é −15 kJ. Determine o volume final do gás em m³.

2.26 O gás dióxido de carbono (CO_2) em um conjunto cilindro-pistão passa por uma expansão, partindo de um estado onde p_1 = 20 lbf/in² (137,9 kPa), V_1 = 0,5 ft³ (0,01 m³), até um estado onde p_2 = 5 lbf/in² (34,5 kPa), V_2 = 2,5 ft³ (0,07 m³). A relação entre a pressão e o volume durante o processo é $p = A + BV$, na qual A e B são constantes. (a) Para o CO_2, determine o trabalho, em ft · lbf e Btu. (b) Calcule A, em lbf/in², e B, em (lbf/in²)/ft³.

2.27 Um gás é comprimido de V_1 = 0,3 m³, p_1 = 1 bar até V_2 = 0,1 m³, p_2 = 3 bar. A pressão e o volume possuem uma relação linear durante o processo. Calcule o trabalho para o gás, em kJ.

2.28 O gás nitrogênio (N_2) em um conjunto cilindro-pistão sofre uma compressão de p_1 = 0,2 MPa, V_1 = 2,75 m³, até um estado onde p_2 = 2 MPa. A relação entre a pressão e o volume durante o processo é $pV^{1,35} = constante$. Para o N_2, determine (a) o volume no estado 2, em m³, e (b) o trabalho, em kJ.

2.29 O gás oxigênio (O_2) em um conjunto cilindro-pistão passa por uma expansão, indo de um volume V_1 = 0,01 m³ até um volume V_2 = 0,03 m³. A relação entre a pressão e o volume durante o processo é $p = AV^{-1} + B$, onde A = 0,06 bar · m³ e B = 3,0 bar. Para o O_2, determine (a) as pressões inicial e final, ambas em bar, e (b) o trabalho, em kJ.

2.30 Um sistema fechado que consiste em 0,2 lbmol de ar passa por um processo politrópico de p_1 = 20 lbf/in² (137,9 kPa) e v_1 = 11,50 ft³/lb (0,72 m³/kg) até um estado final em que p_2 = 80 lbf/in² (551,6 kPa), v_2 = 3,98 ft³/lb (0,25 m³/kg). Determine a quantidade de energia transferida por meio de trabalho, em Btu, para o processo.

2.31 Um conjunto cilindro-pistão orientado horizontalmente contém ar aquecido, conforme ilustrado na Fig. P2.31. O ar se resfria lentamente, de um volume inicial de 0,003 m³ até um volume final de 0,002 m³. Durante esse processo, a mola exerce uma força que varia linearmente de um valor inicial de 900 N até um valor final zero. A pressão atmosférica é 100 kPa, e a área da face do pistão é 0,018 m². O atrito entre o pistão e a parede do cilindro pode ser desprezado. Para o ar, determine as pressões inicial e final, em kPa, e o trabalho, em kJ.

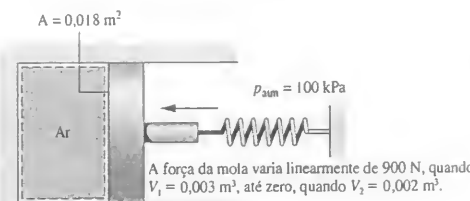



Fig. P2.31

2.32 Ar contido em um conjunto cilindro-pistão é lentamente aquecido. Conforme ilustrado na Fig. P2.32, durante esse processo a pressão primeiro varia linearmente com o volume e, então, permanece constante. Determine o trabalho total, em kJ.

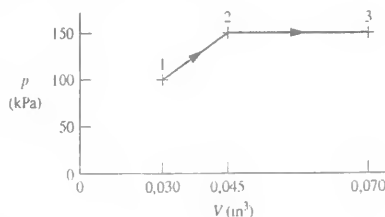



Fig. P2.32

2.33 O gás monóxido de carbono (CO) contido em um conjunto cilindro-pistão passa por três processos em série

Processo 1-2: expansão de p_1 = 5 bar, V_1 = 0,2 m³ até V_2 = 1 m³, durante a qual a relação pressão-volume é $pV = constante$

Processo 2-3: aquecimento a volume constante do estado 2 até o estado 3, onde p_3 = 5 bar.

Processo 3-1: compressão a pressão constante até o estado inicial

Esboce os processos em série num diagrama p-V e determine o trabalho para cada processo, em kJ

2.34 Ar contido em um conjunto cilindro-pistão passa por três processos em série:

Processo 1-2: compressão a pressão constante de p_1 = 10 lbf/in² (68,9 kPa), V_1 = 4,0 ft³ (0,11 m³) até o estado 2.

Processo 2-3: aquecimento a volume constante até o estado 3, onde p_3 = 50 lbf/in² (344,7 kPa).

Processo 3-1: expansão até o estado inicial, durante a qual a relação pressão-volume é $pV = constante$.

Esboce os processos em série num diagrama p-V. Determine (a) o volume no estado 2, em ft³, e (b) o trabalho para cada processo, em Btu.

2.35 A lixadeira de cinta ilustrada na Fig. P2.35 tem uma velocidade de correia de 1500 ft/min (7,6 m/s). O coeficiente de atrito entre a lixadeira e uma superfície de madeira compensada que está sendo terminada é 0,2. Se a força (normal) dirigida para baixo sobre a lixadeira é de 15 lbf (66,7 N), determine (a) a potência transmitida pela cinta, em Btu/s e em HP, e (b) o trabalho realizado em um minuto de operação, em Btu.

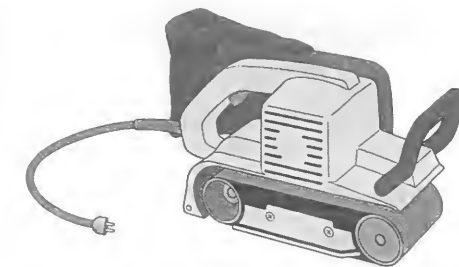



Fig. P2.35

2.36 O eixo do ventilador do sistema de exaustão de um edifício é acionado a 300 rpm por uma correia que passa por uma polia de 0,3 m de diâmetro. A força líquida aplicada na polia pela correia é de 2000 N. Determine o torque aplicado na polia pela correia, em N · m, e a potência transmitida, em kW.

2.37 Uma bateria de 10 V fornece uma corrente constante de 0,5 A para uma resistência por 30 min. (a) Determine a resistência, em ohms. (b) Para a bateria, determine a quantidade de energia transferida por trabalho, em kJ.

2.38 Uma bateria automotiva de 12 V é carregada com uma corrente constante de 2 A por 24 h. Considerando que a eletricidade custa $0,08 por kW · h, determine o custo de recarregar a bateria.

2.39 Um fio de aço suspenso verticalmente, conforme ilustrado na Fig. P2.39, possui uma área A de seção transversal e um comprimento inicial x_0. Uma força F para baixo, aplicada à extremidade do fio faz com que este se estique. A tensão normal no fio varia linearmente de acordo com $\sigma = C\varepsilon$, onde ε é a *deformação*, dada por $\varepsilon = (x - x_0)/x_0$, onde x é o comprimento do fio esticado. C é uma constante do material (módulo de Young). Admitindo que a área da seção transversal permanece constante

(a) obtenha uma expressão para o trabalho realizado sobre o fio.

(b) calcule o trabalho realizado sobre o fio, em ft · lbf, e a magnitude da força dirigida para baixo, em lbf, se x_0 = 10 ft (3,0 m), x = 10,01 ft (3,0 m), A = 0,1 in² (6,5 × 10⁻⁵ m²), e C = 2,5 × 10⁷ lbf/in² (1,7 × 10¹¹ Pa)

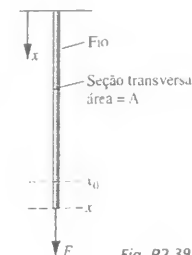



Fig. P2.39

2.40 Uma película de sabão é suspensa em uma armação de arame, conforme a Fig. 2.10. O arame corrediço é deslocado por meio de uma força aplicada F. Considerando que a tensão superficial permanece constante

(a) obtenha uma expressão para o trabalho realizado ao esticar a película, em termos da tensão superficial τ, do comprimento ℓ, e do deslocamento Δx.

(b) determine o trabalho realizado, em J, se ℓ = 5 cm, Δx = 0,5 cm e $\tau = 25 \times 10^{-5}$ N/cm.

2.41 Uma mola, com um comprimento inicial de ℓ_0 quando indeformada, é esticada por uma força F aplicada em sua extremidade, conforme está ilustrado na Fig. P2.41. O comprimento da mola quando esticada é dado por ℓ. Pela *lei de Hooke*, a força está linearmente relacionada à extensão da mola por $F = k(\ell - \ell_0)$, onde k é a *rigidez* da mola. Considerando que a rigidez é constante,

(a) obtenha uma expressão para o trabalho realizado ao variar o comprimento da mola de ℓ_1 para ℓ_2.

(b) calcule o trabalho realizado, em J, se ℓ_0 = 3 cm, ℓ_1 = 6 cm, ℓ_2 = 10 cm, e a rigidez é $k = 10^4$ N/m

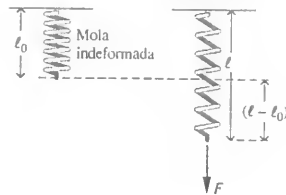



Fig. P2.41

Avaliando a Transferência de Calor

2.42 Uma superfície plana com 2 m² de área e uma temperatura de 350 K é resfriada convectivamente por um gás a 300 K. Utilizando os dados da Tabela 2.1, determine a maior e a menor taxa de transferência de calor, em kW, que poderiam ser encontradas para (a) a convecção livre, (b) a convecção forçada

2.43 Uma parede plana de 0,2 m de espessura é construída de concreto. Em regime permanente, a taxa de transferência de energia por condução através de 1 m² de área da parede é 0,15 kW. Se a distribuição de temperatura através da parede for linear, qual é a diferença de temperatura entre os lados da parede, em K?

2.44 Conforme mostrado na Fig. P2.44, a parede externa de um edifício tem 6 in (0,1 m) de espessura e possui uma condutividade térmica média de 0,32 Btu/h · ft · °R (0,55 W/m · K). Em regime permanente, a temperatura da parede diminui linearmente de T_1 = 70°F (21,1°C) na superfície interna para T_2 na superfície externa. A temperatura externa relativa ao ar ambiente é T_0 = 25°F (−3,9°C) e o coeficiente de transferência de calor por convecção é 5,1 Btu/h · ft² · °R (29,0 W/m² · K). Determine (a) a temperatura T_2, em °F, e (b) a taxa de transferência de calor através da parede, em Btu/h por ft² de área de superfície.

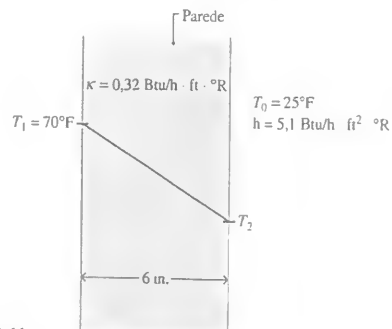



Fig. P2.44

2.45 Conforme ilustrado na Fig. P2.45, a parede de um forno é composta por uma camada de aço de 0,25 in (0,006 m) de espessura, sendo κ_s = 8,7 Btu/h · ft · °R (15,1 W/m · K) e uma camada de tijolos, sendo κ_t = 0,42 Btu/h · ft · °R (0,73 W/m · K). Em regime permanente ocorre um decréscimo de temperatura de 1,2°F (−17,1°C) na camada de aço. A temperatura interna relativa à superfície exposta da camada de aço é 540°F (282,2°C). Se a temperatura da superfície externa do tijolo não pode ser maior do que 105°F (40,6°C), determine a espessura mínima de tijolo, em in, que assegura que esse limite seja alcançado

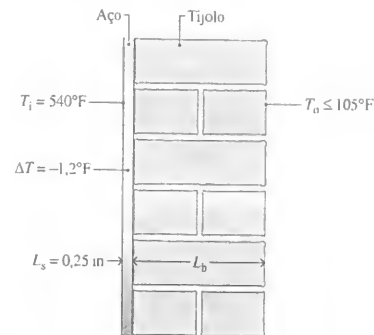



Fig. P2.45

2.46 Uma parede plana composta consiste em uma camada de tijolo de 9 in (0,23 m) de espessura, sendo κ_t = 1,4 Btu/h · ft · °R (2,4 W/m · K) e uma camada de isolante 4 in (0,10 m) de espessura, com κ_i = 0,05 Btu/h · ft · °R (0,09 W/m · K). As temperaturas das superfícies exteriores do tijolo e do isolante são 1260°R (426,8°C) e 560°R (38,0°C), respectivamente, e existe um contato perfeito na interface entre as duas camadas. Determine, em regime permanente, a taxa instantânea de transferência de calor, em Btu/h por ft² de área de superfície, e a temperatura, em °R, na interface entre o tijolo e o isolante.

2.47 Uma parede plana composta consiste em uma camada de isolante de 75 mm de espessura (κ_i = 0,05 W/m · K) e uma camada de tijolos de 25 mm de espessura (κ = 0,10 W/m · K). A temperatura interna relativa ao isolante é 20°C. A temperatura externa dos tijolos é −13°C. Determine, em regime permanente, (a) a temperatura na interface entre as duas camadas, em °C, e (b) a taxa de transferência de calor através da parede, em W por m² de área de superfície.

2.48 A estrutura de uma parede isolada de uma casa possui condutividade térmica média de 0,04 Btu/h · ft · °R (0,07 W/m · K). A espessura da parede é de 6 in (0,15 m). A temperatura do ar interno é 70°F (21,1°C), e o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar interno e a parede é 2 Btu/h · ft² · °R (11,4 W/m² · K). No lado externo, a temperatura do ar ambiente é 32°F (0°C) e o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a parede e o ar externo é 5 Btu/h · ft² · °R (28,4 W/m² · K). Determine a taxa de transferência de calor através da parede, em regime permanente, em Btu/h por ft² de área de superfície.

2.49 A Fig. P2.49 mostra uma superfície plana à temperatura T_s coberta por uma camada de isolante com condutividade térmica κ. A superfície do topo do isolamento está à temperatura T_i e exposta ao ar à temperatura T_0 ($< T_s$). O coeficiente de transferência de calor por convecção é h. A radiação pode ser desprezada.

(a) Mostre que, em regime permanente, a temperatura T_i é dada por

$$T_i = \frac{BT_0 + T_s}{B + 1}$$

onde B = hL/κ.

(b) Para T_s e T_0 fixos, esboce o diagrama de T_i *versus* B. Comente.

(c) Para T_s = 300°C e T_0 = 30°C, determine o valor mínimo de B tal que T_i não seja maior do que 60°C. Se h = 4 W/m² · K e L = 0,06 m, que restrição este limite para B coloca com relação aos valores permitidos para a condutividade térmica? Repita para h = 20 W/m² · K

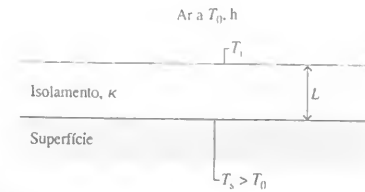



Fig. P2.49

2.50 Uma sonda interplanetária esférica, carregada eletronicamente, de 0,5 m de diâmetro, em regime permanente, transfere energia por radiação de sua superfície externa a uma taxa de 150 W. Se a sonda não recebe radiação do Sol ou do espaço, qual é a temperatura da superfície, em K?

2.51 Um corpo cuja área superficial é 0,5 m², emissividade é 0,8 e temperatura é 150°C é colocado em uma grande câmara de vácuo, cujas paredes estão a 25°C. Qual a taxa de radiação *emitida* pela superfície, em W? Qual a taxa *líquida* de radiação *trocada* entre a superfície e as paredes da câmara, em W?

2.52 A superfície externa da grelha com cobertura mostrada na Fig. P2.52 está a 47°C e sua emissividade corresponde a 0,93. O coeficiente de transferência de calor por convecção entre a grelha e a vizinhança é 10 W/m² · K. Determine a taxa líquida de transferência de calor entre a grelha e a vizinhança por convecção e radiação, em kW por m² de área de superfície.

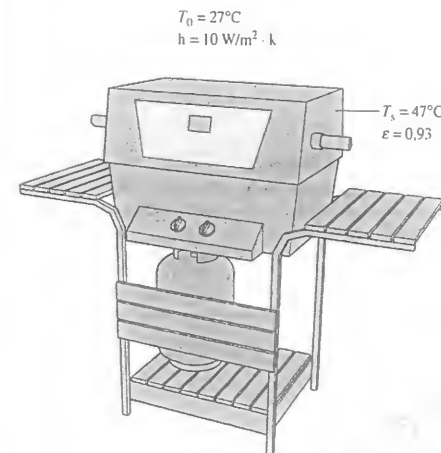



Fig. P2.52

Usando o Balanço de Energia

2.53 Cada linha na tabela a seguir fornece informações sobre um processo em um sistema fechado. Cada entrada possui as mesmas unidades de energia. Complete os espaços em branco na tabela.

Processo	Q	W	E_1	E_2	ΔE
a		−20		+50	+70
b	+50		+20	+50	
c		−60		+60	+20
d		−90		+50	0
e	+50	+150	+20		

2.54 Um cilindro vertical com 10 lb (4,5 kg) de massa passa por um processo durante o qual a velocidade diminui de 100 ft/s (30,5 m/s) para 50 ft/s (15,2 m/s), enquanto a altura permanece constante. A energia interna específica inicial da massa é 0,5 Btu/lb (1163,0 J/kg) e a energia interna específica final é 0,8 Btu/lb (1860,8 J/kg). Durante o processo, a massa recebe 2 Btu (2,1 kJ) de energia por transferência de calor através da superfície do fundo e perde 1 Btu (1,0 kJ) de energia por transferência de calor através da superfície de cima. Não há transferência de calor relativa à superfície lateral. Para esse processo, calcule (a) a variação na energia cinética da massa, em Btu, e (b) o trabalho, em Btu.

2.55 Uma massa de 10 kg passa por um processo durante o qual há transferência de calor da massa, a uma taxa de 5 kJ por kg, e um decréscimo de 50 m relativo à altura, e um aumento na velocidade de 15 m/s para 30 m/s. A energia interna específica diminui de 5 kJ/kg e a aceleração da gravidade é constante e vale g = 9,7 m/s². Determine o trabalho para o processo, em kJ

2.56 Conforme ilustrado na Fig. P2.56, 5 kg de vapor contidos em um conjunto cilindro-pistão passam por uma expansão de um estado 1, onde a energia interna específica é u_1 = 2709,9 kJ/kg, até um estado 2, onde u_2 = 2659,6 kJ/kg. Durante o processo, há transferência de calor *para* o vapor com uma magnitude de 80 kJ. Também um agitador transfere energia *para* o vapor através de trabalho numa quantidade de 18,5 kJ. Não há variação significativa na energia cinética ou potencial do vapor. Determine a energia transferida por trabalho do vapor para o pistão durante o processo, em kJ

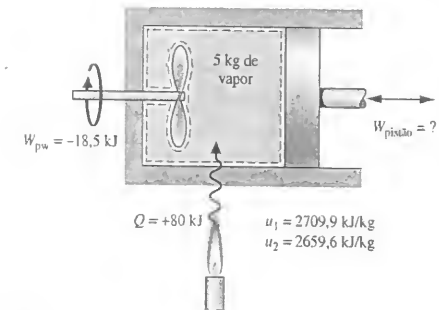



Fig. P2.56

2.57 Um gás contido num conjunto cilindro-pistão passa por dois processos, A e B, com os *mesmos estados extremos*, 1 e 2, onde p_1 = 10 bar, V_1 = 0,1 m³, U_1 = 400 kJ e p_2 = 1 bar, V_2 = 1,0 m³, U_2 = 200 kJ:

Processo A: processo de 1 até 2, durante o qual a relação pressão-volume é dada por pV = *constante*.

Processo B: processo a volume constante do estado 1 a uma pressão de 2 bar, seguido por um processo pressão-volume linear até o estado 2.

Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Para cada um dos processos, dados por A e B, (a) trace o diagrama p-V do processo, (b) calcule o trabalho, em kJ, e (c) calcule a transferência de calor, em kJ.

2.58 Um gerador elétrico acoplado a um catavento produz uma potência elétrica média de saída de 15 kW. A potência é usada para carregar uma bateria. A transferência de calor da bateria para a vizinhança ocorre a uma taxa constante de 1,8 kW. Para 8 horas de operação, determine a quantidade total de energia armazenada na bateria, em kJ.

2.59 Um motor elétrico consome uma corrente de 10 A com uma voltagem de 110 V. O eixo de saída desenvolve um torque de 10,2 N · m e uma velocidade rotacional de 1000 rpm. Para a operação em regime permanente, determine para o motor, em kW

(a) a potência elétrica requerida.

(b) a potência desenvolvida pelo eixo de saída.

(c) a taxa de transferência de calor.

2.60 Conforme ilustrado na Fig. P2.60, a superfície externa de um transistor é resfriada por um escoamento de ar induzido por um ventilador a uma temperatura de 25°C e uma pressão de 1 atm. A área da superfície externa do transistor é 5×10^{-4} m². Em regime permanente, a potência

elétrica do transistor é 3 W. Despreze a transferência de calor que ocorre através da base do transistor. O coeficiente de transferência de calor por convecção é 100 W/m² · K. Determine (a) a taxa de transferência de calor entre o transistor e o ar, em W, e (b) a temperatura da superfície externa do transistor, em °C.

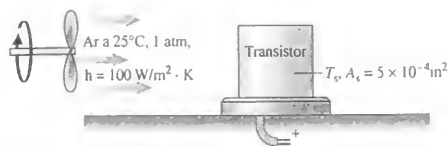



Fig. P2.60

2.61 Um kg de refrigerante 22, inicialmente a p_1 = 0,9 MPa e u_1 = 232,92 kJ/kg, está contido em um tanque rígido fechado. O tanque está equipado com um agitador que transfere energia *para* o refrigerante a uma taxa constante de 0,1 kW. A transferência de calor *do* refrigerante *para* sua vizinhança ocorre a uma taxa Kt, em kW, onde K é uma constante, em kW por minuto, e t o tempo, em minutos. Depois de 20 minutos sendo agitado, o refrigerante se encontra a p_2 = 1,2 MPa e u_2 = 276,67 kJ/kg. Não ocorrem variações globais nas energias cinética e potencial. (a) Para o refrigerante, determine o trabalho e a transferência de calor, ambos em kJ. (b) Determine o valor da constante K que aparece na relação de transferência de calor conhecida, em kW/min.

2.62 Um gerador elétrico fornece eletricidade para uma bateria a uma taxa de 15 kW por um período de 12 horas. Durante esse período de 12 horas, há também transferência de calor da bateria para a vizinhança a uma taxa de 1,5 kW. Então, durante o próximo período de 12 horas, a bateria descarrega eletricidade para um carregamento externo a uma taxa de 5 kW, enquanto ocorre a transferência de calor da bateria para a vizinhança a uma taxa de 0,5 kW.

(a) Para o primeiro período de 12 h, determine, em kW, a taxa de tempo relativa à variação da energia armazenada na bateria.
(b) Para o segundo período de 12 h, determine, em kW, a taxa de tempo relativa à variação da energia armazenada na bateria.
(c) Para o período *inteiro* de 24 h, determine, em kJ, a variação *global* da energia armazenada na bateria.

2.63 Um gás se expande em um conjunto cilindro-pistão de p_1 = 8 bar, V_1 = 0,02 m³ até p_2 = 2 bar, em um processo durante o qual a relação entre a pressão e o volume é $pV^{1,2}$ = *constante*. A massa do gás é 0,25 kg. Se a energia interna específica do gás *decrescer* de 55 kJ/kg durante o processo, determine a transferência de calor, em kJ. Os efeitos relativos às energias cinética e potencial são desprezíveis.

2.64 Dois quilogramas de ar estão contidos em um tanque rígido bem isolado, com volume de 0,6 m³. O tanque está equipado com um agitador que transfere energia para o ar a uma taxa constante de 10 W durante 1 h. Se não houver variação nas energias cinética e potencial, determine

(a) o volume específico no estado final, em m³/kg.
(b) a transferência de energia através de trabalho, em kJ.
(c) a variação da energia interna específica do ar, em kJ/kg.

2.65 Um tanque rígido fechado contém o gás hélio. Uma resistência elétrica no tanque transfere energia *para* o gás a uma taxa constante de 1 kW. A transferência de calor ocorre *do* gás para sua vizinhança a uma taxa de 5*t* watts, onde *t* é o tempo, em minutos. Trace a variação de energia do hélio, em kJ, para $t \geq 0$ e comente.

2.66 Vapor em um conjunto cilindro-pistão passa por um processo politrópico, com n = 2, de um estado inicial onde p_1 = 500 lbf/in² (3,4 MPa), v_1 = 1,701 ft³/lb (0,11 m³/kg), u_1 = 1363,3 Btu/lb (3171 kJ/kg) até um estado final onde u_2 = 990,58 Btu/lb (2304,1 kJ/kg). Durante o processo, há uma transferência de calor do vapor de magnitude 342,9 Btu (361,8 kJ). A massa de vapor é 1,2 lb (0,54 kg). Desprezando as variações nas energias cinética e potencial, determine o trabalho, em Btu, e o volume específico final, em ft³/lb.

2.67 Um gás sofre um processo de um estado 1, onde p_1 = 60 lbf/in² (413,7 kPa), v_1 = 6,0 ft³/lb (0,37 m³/kg), até um estado 2, onde p_2 = 20 lbf/in² (137,9 kPa), de acordo com $pv^{1,3}$ = *constante*. A relação entre a pressão, o volume específico e a energia interna é

$$u = (0{,}2651)pv - 95{,}436$$

sendo p em lbf/in², v em ft³/lb e u em Btu/lb. A massa do gás é de 10 lb. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a transferência de calor em Btu.

2.68 Ar é mantido em um conjunto cilindro-pistão vertical por um pistão com 50 kg de massa e uma área de face de 0,01 m². A massa de ar tem 5 g, e inicialmente ocupa um volume de 5 litros. A atmosfera exerce uma pressão de 100 kPa sobre o topo do pistão. O volume do ar diminui lentamente para 0,002 m³, conforme a energia interna específica do ar diminui de 260 kJ/kg. Desprezando o atrito entre o pistão e a parede do cilindro, determine a transferência de calor relativa ao ar, em kJ.

2.69 Gás CO_2 é mantido em um conjunto cilindro-pistão vertical por um pistão com 50 kg de massa e uma área de face de 0,01 m². A massa de CO_2 tem 4 g. O CO_2 inicialmente ocupa um volume de 0,005 m³ e apresenta uma energia interna específica de 675 kJ/kg. A atmosfera exerce uma pressão de 100 kPa sobre o topo do pistão. Uma transferência de calor de 1,95 kJ de magnitude ocorre lentamente do CO_2 para a vizinhança, e o volume do CO_2 diminui para 0,0025 m³. O atrito entre o pistão e a parede do cilindro pode ser desprezado. A aceleração local da gravidade é g = 9,81 m/s². Para o CO_2, determine (a) a pressão, em kPa, e (b) a energia interna específica final, em kJ/kg.

2.70 Um gás mantido em um conjunto cilindro-pistão vertical por um pistão pesando 1000 lbf (4,4 kN) de massa e com uma área de face de 12 in² (0,008 m²). A atmosfera exerce uma pressão de 14,7 lbf/in² (101,3 kPa) sobre o topo do pistão. Uma resistência elétrica transfere energia para o gás numa quantidade de 5 Btu (5,3 kJ), à medida que a altura do pistão aumenta de 2 ft (0,61 m). O pistão e o cilindro são maus condutores térmicos, e o atrito pode ser desprezado. Determine a variação na energia interna do gás, em Btu, admitindo que essa é a única variação de energia interna significativa para qualquer componente presente.

Analisando Ciclos Termodinâmicos

2.71 A seguinte tabela fornece dados, em Btu, para um sistema que percorre um ciclo termodinâmico composto por quatro processos em série. Determine

(a) os dados que faltam na tabela, todos em Btu.
(b) se o ciclo é de potência ou de refrigeração.

Processo	ΔU	ΔEC	ΔEP	ΔE	Q	W
1–2	72	−5	−6		0	
2–3	64	0			90	
3–4	−97		0			92
4–1		0	3			0

2.72 A seguinte tabela fornece dados, em Btu, para um sistema que percorre um ciclo termodinâmico composto por quatro processos em série. Determine (a) os dados que faltam na tabela, todos em Btu, e (b) a eficiência térmica.

Processo	ΔU	ΔEC	ΔEP	ΔE	Q	W
1–2	950	50	0		1000	
2–3		0	50	−450		450
3–4	−650		0	−600		0
4–1	200	−100	−50		0	

2.73 A Fig. P2.73 mostra um ciclo de potência efetuado por um gás em um conjunto cilindro-pistão. Para o processo 1-2, $U_2 - U_1$ = 15 kJ. Para o processo 3-1, Q_{31} = 10 kJ. Não há variações na energia cinética ou potencial. Determine (a) o trabalho para cada processo, em kJ, (b) a transferência de calor para os processos 1-2 e 2-3, ambos em kJ, e (c) a eficiência térmica.

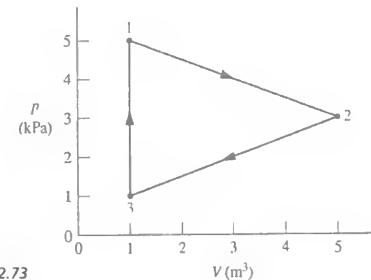



Fig. P2.73

2.74 Um gás em um conjunto cilindro-pistão percorre um ciclo termodinâmico composto por três processos em série, iniciando no estado 1, onde p_1 = 1 bar, V_1 = 1,5 m³, como a seguir:

Processo 1-2: compressão com pV = *constante*, W_{12} = −104 kJ, U_1 = 512 kJ, U_2 = 690 kJ.

Processo 2-3: W_{23} = 0, Q_{23} = −150 kJ.

Processo 3-1: W_{31} = +50 kJ

Não há variações na energia cinética ou potencial.

(a) Determine Q_{12}, Q_{31}, e U_3, todos em kJ. (b) Esse ciclo pode ser de potência? Explique.

2.75 Um gás em um conjunto cilindro-pistão percorre um ciclo termodinâmico composto por três processos:

Processo 1-2: compressão com pV = *constante*, de p_1 = 1 bar, V_1 = 1,6 m³ até V_2 = 0,2 m³, $U_2 - U_1$ = 0.

Processo 2-3: pressão constante até $V_3 = V_1$.

Processo 3-1: volume constante, $U_1 - U_3$ = −3549 kJ.

Não há variações significativas na energia cinética ou potencial. Determine a transferência de calor e o trabalho para o processo 2-3, em kJ. Esse é um ciclo de potência ou de refrigeração?

2.76 Um gás em um conjunto cilindro-pistão percorre um ciclo termodinâmico composto por três processos:

Processo 1-2: volume constante, V = 0,028 m³, $U_2 - U_1$ = 26,4 kJ.

Processo 2-3: expansão com pV = *constante*, $U_3 = U_2$.

Processo 3-1: pressão constante, p = 1,4 bar, W_{31} = −10,5 kJ.

Não há variações significativas na energia cinética ou potencial.

(a) Esboce o ciclo em um diagrama p-V.
(b) Calcule o trabalho líquido para o ciclo, em kJ.
(c) Calcule a transferência de calor para o processo 2-3, em kJ.
(d) Calcule a transferência de calor para o processo 3-1, em kJ.

Este é um ciclo de potência ou de refrigeração?

2.77 Um gás em um conjunto cilindro-pistão percorre um ciclo termodinâmico composto por três processos em série, como mostra a Fig. P2.77:

Processo 1-2: compressão com $U_2 = U_1$.

Processo 2-3: resfriamento a volume constante até p_3 = 140 kPa, V_3 = 0,028 m³.

Processo 3-1: expansão a pressão constante, com W_{31} = 10,5 kJ.

Para o ciclo, W_{ciclo} = −8,3 kJ. Não há variações na energia cinética ou potencial. Determine (a) o volume no estado 1, em m³, (b) o trabalho e a transferência de calor para o processo 1-2, ambos em kJ. Este pode ser um ciclo de potência? Pode ser um ciclo de refrigeração? Explique.

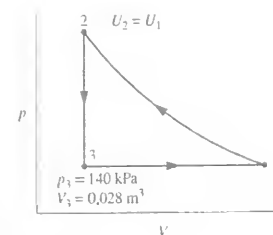



Fig. P2.77

2.78 Para um ciclo de potência operando como na Fig. 2.17(a), as transferências de calor são Q_{entra} = 50 kJ e Q_{sai} = 35 kJ. Determine o trabalho líquido, em kJ, e a eficiência térmica.

2.79 A eficiência térmica de um ciclo de potência operando como na Fig. 2.17(a) é 35%, e Q_{sai} = 40 MJ. Determine o trabalho líquido desenvolvido e a transferência de calor Q_{entra}, ambos em MJ.

2.80 Para um ciclo de potência operando como na Fig. 2.17(a), Q_{entra} = 2600 Btu (2743,1 kJ) e Q_{sai} = 1800 Btu (1899,1 kJ). Qual é o trabalho líquido desenvolvido, em Btu, e a eficiência térmica?

2.81 Para um ciclo de potência operando como na Fig. 2.17(a), W_{ciclo} = 800 Btu (844,0 kJ) e Q_{sai} = 1800 Btu (1899,1 kJ). Qual é a eficiência térmica?

2.82 Um ciclo de potência recebe energia por transferência de calor da queima de um combustível numa taxa líquida de 150 MW. A eficiência térmica do ciclo é 40%.

(a) Determine a taxa líquida em que o ciclo recebe energia por transferência de calor, em MW.
(b) Para 8000 horas de operação anuais, determine o trabalho líquido realizado, em kW · h por ano.
(c) Calculando o trabalho líquido produzido a \$0,08 por kW · h, determine o valor do trabalho líquido em \$ por ano.

2.83 Um ciclo de potência possui uma eficiência térmica de 40% e gera eletricidade numa taxa de 100 MW. A eletricidade vale \$0,08 por kW · h. Baseado no custo do combustível, o custo para fornecer $\dot{Q}_{entra}$ é \$4,50 por GJ. Para 8000 horas de operação anuais, determine, em \$,

(a) o valor da eletricidade gerada por ano.
(b) o custo anual de combustível.
(c) A diferença entre os resultados das partes (a) e (b) representa *lucro*? Comente.

2.84 A Fig. P2.84 mostra uma central de *co-geração* de energia operando em um ciclo termodinâmico em regime permanente. A central fornece eletricidade para uma comunidade a uma taxa de 80 MW. A energia rejeitada pela central por transferência de calor está indicada na figura por $\dot{Q}_{sai}$. Desta, 70 MW é fornecida à comunidade para o aquecimento da água e o resto é rejeitado para o ambiente sem ser usado. A eletricidade vale \$0,08 por kW · h. Se a eficiência térmica do ciclo for de 40%, determine (a) a taxa de energia adicionada por transferência de calor, $\dot{Q}_{entra}$, em MW, (b) a taxa de energia rejeitada para o ambiente, em MW, e (c) o valor da eletricidade gerada, em \$ por ano.

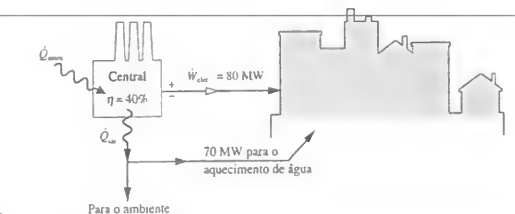



Fig. P2.84

2.85 Para cada um dos seguintes itens, qual o papel do corpo quente e do corpo frio de acordo com o esquema da Fig. 2.17?

(a) Ar condicionado de janela
(b) Reator nuclear de um submarino atômico
(c) Bomba de calor geotérmica

2.86 De que modo os motores de automóveis operam de maneira análoga ao ciclo de potência mostrado na Fig. 2.17(a)? Em que eles diferem? Comente.

2.87 Um ciclo de refrigeração operando como mostra a Fig. 2.17(b) apresenta uma transferência de calor Q_{sai} = 2400 Btu (2530,3 kJ) e um trabalho líquido de W_{ciclo} = 800 Btu (844,0 kJ). Determine o coeficiente de desempenho para o ciclo.

2.88 Um ciclo de refrigeração que opera como mostra a Fig. 2.17(b) possui um coeficiente de desempenho β = 1,5. Para o ciclo, Q_{sai} = 500 kJ. Determine Q_{entra} e W_{ciclo}, ambos em kJ.

2.89 Um refrigerador doméstico opera continuamente, e com um coeficiente de desempenho de 2,4 remove energia do espaço refrigerado numa taxa de 600 Btu/h (175,8 W). Calculando a eletricidade a \$0,08 por kW · h, determine o custo de eletricidade em um mês em que o refrigerador opera por 360 horas.

2.90 Uma bomba de calor operando em regime permanente recebe energia por transferência de calor da água de um poço a 10°C e rejeita energia por transferência de calor para uma residência a uma taxa de $1{,}2 \times 10^5$ kJ/h. Em um período de 14 dias um medidor de energia elétrica registra que a bomba de calor recebe 1490 kW · h de eletricidade. Essas são as únicas formas de transferência de energia envolvidas. Determine (a) a quantidade de energia que a bomba de calor recebe da água do poço em um período de 14 dias por transferência de calor, em kJ, e (b) o coeficiente de desempenho da bomba de calor.

2.91 Um ciclo de bomba de calor cujo coeficiente de desempenho é 2,5 fornece energia por transferência de calor para uma residência a uma taxa de 20 kW.

(a) Determine a potência líquida necessária para operar a bomba de calor, em kW.

(b) Calculando a eletricidade a \$0,08 por kW · h, determine o custo da eletricidade em um mês em que a bomba de calor opera por 200 horas.

2.92 Uma bomba de calor fornece energia por transferência de calor para uma residência a uma taxa de 60 000 Btu/h (17,6 kW). A potência fornecida ao ciclo é 7,8 HP (5,8 kW).

(a) Determine o coeficiente de desempenho do ciclo.

(b) Calculando a eletricidade a \$0,08 por kW · h, determine o custo da eletricidade em um mês em que a bomba de calor opera por 200 horas.

2.93 Um refrigerador doméstico com um coeficiente de desempenho de 2,4 remove energia do espaço refrigerado numa taxa de 600 Btu/h (175,8 W). Calculando a eletricidade a \$0,08 por kW · h, determine o custo de eletricidade em um mês em que o refrigerador opera por 360 horas.

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

2.1P Avalie de forma crítica e compare os vários automóveis elétricos híbridos no mercado atualmente. Em um memorando, resuma sua pesquisa e suas conclusões.

2.2P Projete um sistema de proteção contra o vento para microfones (capa de sopro) que possa ser levado e usado em qualquer lugar, para atividades ao ar livre e atividades diárias casuais, incluindo tomar banho de sol, ler, cozinhar e fazer piquenique. O sistema deve ser leve, portátil, fácil de manusear e de baixo custo. Uma restrição importante é que o sistema deve poder ser instalado em qualquer lugar, incluindo superfícies duras, tais como estacionamentos abertos, deques de madeira, pátios de tijolo e concreto, e a praia. Uma análise de custos deve acompanhar o projeto.

2.3P Nos organismos a energia é armazenada na molécula de *adenosina trifosfato*, chamada ATP, para abreviar. Diz-se que a ATP *atua como uma bateria*, armazenando energia quando não solicitada e liberando instantaneamente energia quando necessário. Investigue como a energia é armazenada e o papel da ATP nos processos biológicos. Escreva um relatório incluindo no mínimo três referências.

2.4P Por um período de duas semanas mantenha um diário das calorias que você consome relativas à comida e à bebida e das calorias *queimadas* devido a toda sua gama de atividades durante o período, cada uma em kcal. Interprete seus resultados usando os conceitos introduzidos neste capítulo. Em um memorando, resuma seus resultados e suas interpretações.

2.5P Faça uma lista das opções mais comuns para aquecimento doméstico em sua localidade. Para uma residência de 2500 ft² (232,3 m²), qual é o custo anual relativo ao combustível ou à eletricidade para cada opção da lista? Coloque, também, o custo de instalação de cada opção. Para uma vida útil de 15 anos, qual a opção mais econômica?

2.6P Proprietários de imóveis preocupados com a interrupção de energia elétrica em sua cidade por causa das condições de tempo anunciadas e da interrupção do sistema público de energia elétrica podem adquirir um gerador auxiliar que produza eletricidade utilizando o gás natural existente em casa ou propano líquido (LP) como fonte de combustível. Para a residência de uma única família de sua escolha, identifique um gerador auxiliar que forneceria eletricidade durante uma interrupção de energia para um conjunto de dispositivos e aparelhos essenciais especificados por você. Resuma seus resultados em um memorando, incluindo o custo de instalação e dados do custo operacional.

2.7P Um anúncio descreve um aquecedor portátil que afirma reduzir mais de 50% dos custos relativos ao aquecimento em uma casa. Diz-se que o aparelho pode aquecer grandes quartos em minutos, sem que a superfície externa fique com uma temperatura alta, reduzindo a umidade e os níveis de oxigênio ou produzindo monóxido de carbono. Um posicionamento típico está ilustrado na Fig. P2.7P. O aquecedor é um recinto contendo lâmpadas elétricas de infravermelho de quartzo que brilham sobre tubos de cobre. O ar sugado para o recinto por um ventilador escoa sobre os tubos e então é direcionado de volta à sala de estar. Aquecedores que requerem 500 watts de potência custam cerca de \$400, enquanto o modelo de 1000 W custa cerca de \$500. Analise criticamente os méritos técnico e econômico de tais aquecedores. Escreva um relatório incluindo no mínimo três referências.

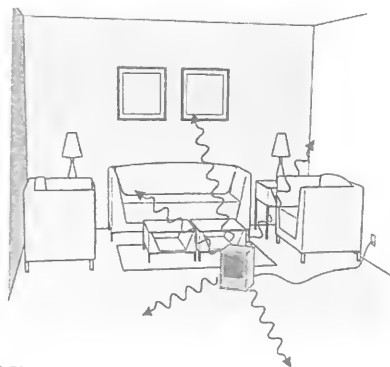
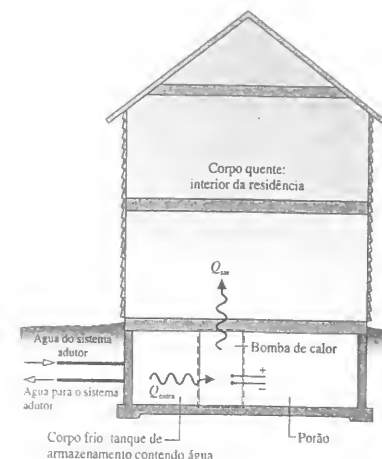



Fig. P2.7P

2.8P Usinas de energia movidas a combustível fóssil produzem a maior parte da eletricidade gerada anualmente nos Estados Unidos. O custo da energia é determinado por diversos fatores, incluindo a eficiência térmica da usina de energia, o custo unitário do combustível, em \$ por kW · h, e o custo capital da usina, em \$ por kW de potência gerada. Prepare um memorando comparando faixas típicas desses três fatores para usinas a vapor que utilizam carvão como combustível e usinas de turbinas a gás que utilizam gás como combustível. Que tipo de usina predomina nos Estados Unidos?

2.9P De acordo com o New York City Transit Authority, o funcionamento dos metrôs aumenta as temperaturas das estações e dos túneis cerca de 14-20°F acima da temperatura ambiente. Os principais contribuintes para o aumento de temperatura incluem a operação do motor do trem, a iluminação e a própria energia dos passageiros. O desconforto dos passageiros pode aumentar significativamente em períodos mais quentes se o ar condicionado não estiver disponível. Todavia, como as unidades de ar condicionado a bordo liberam energia por transferência de calor para suas vizinhanças, tais unidades contribuem para o problema de administração global de energia na estação e no túnel. Investigue estratégias de resfriamentos *alternativos*, aplicadas a metrôs, que produzam resfriamentos substanciais com uma potência mínima necessária, incluindo armazenamento térmico e ventilação à noite, porém não se limitando a estes. Escreva um relatório com no mínimo três referências.

2.10P Um inventor propôs *tomar emprestada* água do sistema adutor municipal e armazená-la *temporariamente* em um tanque nas instalações de uma residência equipada com uma bomba de calor. Conforme ilustrado na Fig. P2.10P, a água armazenada atua como o corpo frio para a bomba de calor, e a própria residência atua como o corpo quente. Como a energia da água armazenada diminui conforme é removida pela bomba de calor, para restabelecer o nível de energia a água é retirada periodicamente do sistema e uma quantidade igual de água, a baixa energia, retorna ao sistema. Como a invenção não requer água *líquida* do sistema, o inventor afirma que nada é pago pelo uso da água. O inventor também afirma que esse tipo de abordagem não apenas fornece um coeficiente de desempenho superior àquele das bombas de calor com *fontes de ar* como também evita custos associados às bombas de calor *de solo*. Assim, o inventor conclui que há uma economia significativa com relação aos custos. Analise criticamente a afirmação do inventor. Escreva um relatório com no mínimo três referências.

Fig. P2.10P

Avaliando Propriedades

Contexto de Engenharia

A aplicação do balanço de energia a um sistema de interesse requer o conhecimento das propriedades desse sistema e de como essas propriedades estão relacionadas. Este capítulo tem como **objetivos** apresentar relações de propriedades relevantes à termodinâmica voltada para a engenharia e fornecer diversos exemplos ilustrando o uso do balanço de energia para o sistema fechado, juntamente com as relações das propriedades consideradas no presente capítulo.

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo estará apto a...

- ✓ demonstrar conhecimento dos conceitos fundamentais... incluindo fase e substância pura, princípios dos estados equivalentes para sistemas simples compressíveis, superfície p-v-T, temperatura de saturação e pressão de saturação, mistura bifásica líquido-vapor, título, entalpia e calores específicos.
- ✓ aplicar, com dados de propriedades, o balanço de energia para um sistema fechado.
- ✓ esboçar os diagramas T-v, p-v e o diagrama de fases, e localizar os estados principais nesses diagramas.
- ✓ obter dados de propriedades a partir das Tabelas A-1 a A-23.
- ✓ aplicar o modelo de gás ideal para análise termodinâmica, incluindo a determinação de quando a utilização do modelo de gás ideal é apropriada.

3.1 Conceitos Introdutórios

Nesta seção serão apresentados conceitos que apóiam nosso estudo de relações de propriedades, incluindo fase, substância pura e o princípio dos estados equivalentes para sistemas simples.

3.1.1 Fase e Substância Pura

fase

O termo ***fase*** refere-se a uma quantidade de matéria que é homogênea como um todo, tanto em composição química como em estrutura física. Homogeneidade em estrutura física significa que a matéria é toda *sólida*, toda *líquida* ou toda *vapor* (ou, de forma equivalente, toda *gás*). Um sistema pode conter uma ou mais fases.

➥ **POR EXEMPLO...** um sistema de água líquida e vapor d'água (vapor) contém *duas* fases. Um sistema de água líquida e gelo, incluindo o caso de neve derretida, também contém *duas* fases. Gases como, por exemplo, o oxigênio e o nitrogênio podem estar misturados em qualquer proporção para formar uma *única* fase gasosa. Certos líquidos, tais como álcool e água, podem ser misturados formando uma *única* fase líquida. Mas líquidos como óleo e água, que não são miscíveis, formam *duas* fases líquidas. ◄

Duas fases coexistem durante processos de *mudanças de fase*, tais como *vaporização*, *fusão* e *sublimação*.

substância pura

Uma ***substância pura*** é aquela cuja composição química é uniforme e invariável. Uma substância pura pode existir em mais de uma fase, mas sua composição química deve ser a mesma em cada fase.

➥ **POR EXEMPLO...** se água líquida e vapor d'água formam um sistema com duas fases, esse sistema pode ser visto como uma substância pura porque cada fase possui a mesma composição. Uma mistura uniforme de gases pode ser vista como uma substância pura desde que ela se mantenha como um gás e não reaja quimicamente. O ar pode ser considerado como uma substância pura, desde que permaneça como uma mistura de gases; mas se uma fase líquida fosse formada por resfriamento o líquido teria uma composição diferente da fase gasosa, e o sistema não poderia mais ser considerado uma substância pura. ◄

As mudanças de composição devidas a reações químicas serão consideradas no Cap. 13.

3.1.2 Definindo o Estado

O estado de um sistema fechado em equilíbrio é sua condição como descrita por valores de suas propriedades termodinâmicas. A partir da observação de muitos sistemas termodinâmicos sabe-se que nem todas as propriedades são independentes entre si, e que o estado pode ser unicamente determinado pelo estabelecimento dos valores das propriedades *independentes*. Os valores de todas as outras propriedades termodinâmicas são determinados a partir desse subconjunto de propriedades independentes especificado. Uma regra geral conhecida como ***princípio dos estados equivalentes*** foi desenvolvida como um guia na determinação do número de propriedades independentes necessárias para se determinar o estado de um sistema.

princípio dos estados equivalentes

Para a maioria das aplicações consideradas neste livro estamos interessados no que o princípio dos estados equivalentes afirma sobre o estado *intensivo* de sistemas. Sistemas de substâncias puras comumente encontradas, tais como a água e misturas de gases não-reativos, são de especial interesse. Esses sistemas são denominados ***sistemas compressíveis simples***. A experiência mostra que os sistemas compressíveis simples ocorrem em uma vasta gama de aplicações da engenharia. Para tais sistemas o princípio dos estados equivalentes indica que o número de propriedades intensivas independentes é igual a *dois*.

sistemas compressíveis simples

➥ **POR EXEMPLO...** no caso de um gás, a temperatura e outra propriedade intensiva, tal como o volume específico, podem ser selecionadas como as duas propriedades independentes. O princípio dos estados equivalentes então estabelece que pressão, energia interna específica e todas as demais propriedades *intensivas* pertinentes podem ser determinadas em função de T e v: $p = p(T, v)$, $u = u(T, v)$, e assim por diante. As relações funcionais seriam determinadas utilizando os dados experimentais e dependeriam explicitamente da identidade química particular das substâncias que compõem o sistema. O desenvolvimento de tais funções é discutido no Cap. 11. ◄

Propriedades intensivas, tais como velocidade e elevação, que têm valores determinados em relação a referenciais *externos* ao sistema, são excluídas das presentes considerações. Além disso, como o próprio nome sugere, alterações de volume podem ter uma influência significativa na energia de *sistemas simples compressíveis*. O único modo de transferência de energia através de trabalho que pode ocorrer à medida que um sistema simples compressível é submetido a processos quase-estáticos (Seção 2.2) está associado a mudanças de volume, e é dado por $\int p\,dV$. Para maiores informações sobre sistemas simples e o princípio dos estados equivalentes, veja o boxe.

Princípio dos Estados Equivalentes para Sistemas Simples

Com base em evidências empíricas pode-se concluir que existe uma propriedade independente para cada forma pela qual a energia de um sistema pode ser variada independentemente. Vimos no Cap. 2 que a energia de um sistema fechado pode ser alterada independentemente por calor ou por trabalho. Conseqüentemente, uma propriedade independente pode ser associada à quantidade de calor transferida como forma de variação da energia de um sistema, assim como outras propriedades independentes podem ser consideradas para cada forma relevante de alteração da energia do sistema resultante do trabalho. Portanto, com base em evidência experimental o *princípio dos estados equivalentes* determina que o número de propriedades independentes é igual a um mais o número de interações *relevantes* do sistema devido a trabalho. Na determinação do número de interações relevantes resultantes do trabalho é suficiente considerar somente aquelas que seriam significantes em processos *quase-estáticos* do sistema.

O termo *sistema simples* é aplicado quando existe somente *uma* forma pela qual a energia do sistema pode ser significativamente alterada por trabalho à medida que o sistema é submetido a um processo quase-estático. Portanto, considerando uma propriedade independente para a transferência de calor e outra para a única interação via trabalho chega-se a um total de duas propriedades necessárias para a determinação do estado de um sistema simples. *Esse é o princípio dos estados equivalentes para sistemas simples*. Embora nenhum sistema seja sempre realmente simples, muitos sistemas podem ser modelados como sistemas simples para fins de análise termodinâmica. O mais importante desses modelos para as aplicações consideradas neste livro é o *sistema simples compressível*. Outros tipos de sistemas simples são os sistemas *elásticos* simples e os sistemas *magnéticos* simples.

Avaliando Propriedades: Considerações Gerais

Esta parte do capítulo está, de forma geral, relacionada com propriedades termodinâmicas de sistemas simples compressíveis compostos de substâncias *puras*. Uma substância pura é aquela de composição química uniforme e invariável. Relações de propriedades para sistemas nos quais a composição se altera devido à reação química são apresentadas no Cap. 13. Na segunda parte do presente capítulo consideramos a avaliação de propriedades utilizando o *modelo de gás ideal*.

3.2 Relação p–v–T

Iniciamos nosso estudo das propriedades de substâncias puras simples compressíveis e das relações entre essas propriedades com a pressão, o volume específico e a temperatura. A partir de conhecimento experimental sabe-se que a temperatura e o volume específico podem ser considerados independentes e a pressão determinada como função desses dois $p = p(T, v)$. O gráfico de tal função é uma *superfície*; a ***superfície p–v–T***.

superfície p–v–T

3.2.1 Superfície p–v–T

A Fig. 3.1 ilustra a superfície p–v–T de uma substância como a água, que se expande durante a solidificação. A Fig. 3.2 corresponde a uma substância que se contrai durante a solidificação, sendo que a maioria das substâncias exibe esse comportamento. As coordenadas de um ponto na superfície p–v–T representam os valores que a pressão, o volume específico e a temperatura assumem quando a substância se encontra em equilíbrio.

regiões bifásicas

As Figs. 3.1 e 3.2 apresentam regiões nas superfícies p–v–T denominadas *sólido*, *líquido* e *vapor*. No interior dessas regiões *monofásicas* o estado é determinado por *quaisquer* duas das seguintes propriedades: pressão, volume específico e temperatura, uma vez que todas são independentes quando há uma única fase presente. Localizadas entre as regiões monofásicas estão as seguintes ***regiões bifásicas***, onde duas fases coexistem em equilíbrio: líquido-vapor, sólido-líquido e sólido-vapor. Duas fases podem coexistir durante processos de mudanças de fase, tais como vaporização, fusão e sublimação. No interior dessas regiões bifásicas, pressão e temperatura não são independentes; ou seja, uma não pode ser modificada sem a alteração da outra. No interior dessas regiões o estado não pode ser determinado somente por temperatura e pressão. Entretanto, o estado pode ser estabelecido pelo volume específico e uma outra propriedade: a pressão ou a temperatura. Três fases podem coexistir em equilíbrio ao longo da linha denominada ***linha tripla***.

linha tripla

estado de saturação

O estado no qual uma mudança de fase começa ou termina é denominado ***estado de saturação***. A região em formato de sino composta pelos estados bifásicos líquido-vapor é chamada de ***domo***

domo de vapor

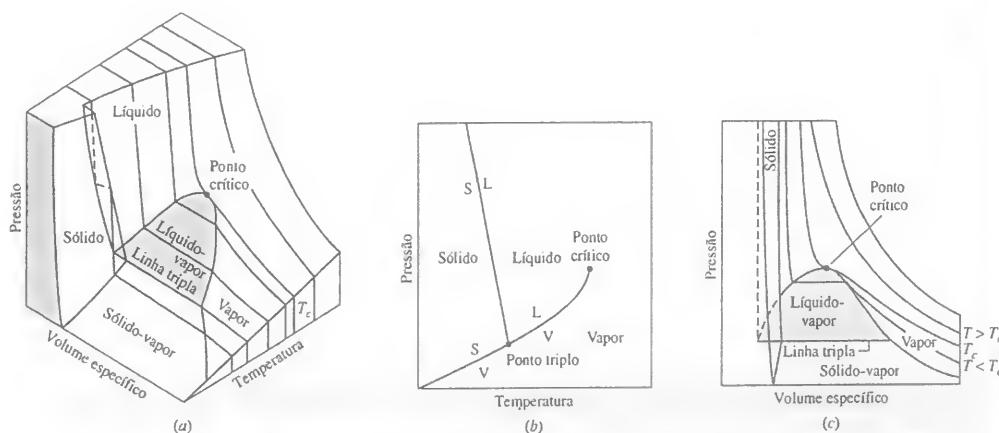



Fig. 3.1 Superfície p–v–T e projeções para uma substância que se expande durante a solidificação. (*a*) Vista tridimensional. (*b*) Diagrama de fases. (*c*) Diagrama p–v.

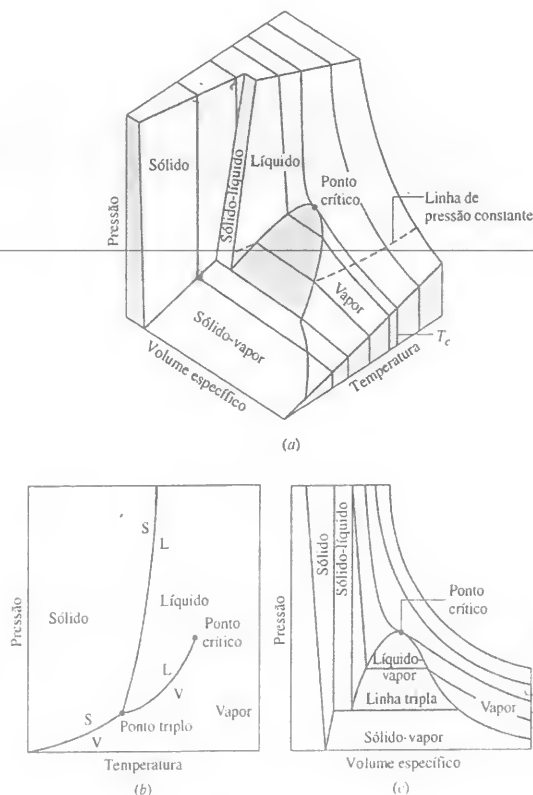



Fig. 3.2 Superfície p–v–T e projeções para uma substância que se contrai durante a solidificação. (*a*) Vista tridimensional. (*b*) Diagrama de fases. (*c*) Diagrama p–v.

de vapor. As linhas que definem o contorno do domo de vapor são denominadas linhas de líquido saturado e de vapor saturado. O topo do domo, onde as linhas de líquido e de vapor saturados se encontram, é denominado ***ponto crítico***. A *temperatura crítica* T_c de uma substância pura corresponde à temperatura máxima na qual as fases líquida e de vapor podem coexistir em equilíbrio. A pressão no ponto crítico é denominada *pressão crítica*, p_c. O volume específico nesse estado é denominado *volume específico crítico*. Valores das propriedades no ponto crítico para diversas substâncias são apresentados nas Tabelas A-1 localizadas no Apêndice.

ponto crítico

A superfície tridimensional p–v–T é útil para se obter as relações gerais entre as três fases da matéria que são geralmente consideradas. Entretanto, geralmente é mais conveniente trabalhar com projeções bidimensionais dessa superfície. Essas projeções são consideradas a seguir.

3.2.2 Projeções da Superfície p–v–T

O Diagrama de Fases

Se a superfície p–v–T é projetada sobre o plano pressão-temperatura, um diagrama de propriedades conhecido como ***diagrama de fases*** é obtido. Como ilustrado nas Figs. 3.1*b* e 3.2*b*, quando a superfície é projetada desse modo as *regiões* bifásicas se reduzem a *linhas*. Um ponto em qualquer dessas linhas representa todas as misturas bifásicas na temperatura e na pressão especificadas.

diagrama de fases

O termo ***temperatura de saturação*** indica a temperatura na qual uma mudança de fase ocorre para uma dada pressão, que é denominada ***pressão de saturação*** para a dada temperatura. Os diagramas de fase mostram que para cada pressão de saturação há uma única temperatura de saturação, e vice-versa.

temperatura de saturação
pressão de saturação

A linha *tripla* da superfície p–v–T tridimensional é projetada em um único *ponto* no diagrama de fases. Esse ponto é denominado ***ponto triplo***. Vale recordar que o ponto triplo da água é usado como referência na definição de escalas de temperatura (Seção 1.7.3). Por convenção, a temperatura *associada* ao ponto triplo da água é de 273,16 K (491,69°R). A pressão *medida* no ponto triplo da água é de 0,6113 kPa (0,00602 atm).

ponto triplo

A linha que representa a região bifásica sólido-líquido no diagrama de fases se inclina para a esquerda para substâncias que se expandem durante a solidificação e para a direita para aquelas que se contraem. Embora uma única fase sólida seja mostrada nos diagramas de fase das Figs. 3.1 e 3.2, sólidos podem existir em diferentes fases sólidas. Por exemplo, sete diferentes formas cristalinas foram identificadas para a água na fase sólida (gelo).

Diagrama p–v

Projetar a superfície p–v–T sobre o plano pressão-volume específico resulta no ***diagrama p–v***, como ilustrado nas Figs. 3.1*c* e 3.2*c*. Essas figuras apresentam termos já discutidos anteriormente.

diagrama p–v

Durante a resolução de problemas um esboço do diagrama p–v é em geral conveniente. Para facilitar o uso desse esboço observe o comportamento das linhas de temperatura constante (isotermas). Observando-se as Figs. 3.1*c* e 3.2*c* pode-se ver que para qualquer temperatura especificada *inferior* à temperatura crítica a pressão se mantém constante ao longo de uma transformação líquido-vapor. Entretanto, para as regiões monofásicas de líquido e de vapor a pressão diminui, para uma dada temperatura, à medida que o volume específico aumenta. Para temperaturas superiores ou iguais à temperatura crítica a pressão se reduz continuamente, para uma dada temperatura, à medida que o volume específico aumenta. Não há passagem pela região bifásica líquido-vapor. A isoterma crítica passa por um ponto de inflexão com inclinação nula no ponto crítico.

Diagrama T–v

Projetando as regiões de líquido, bifásica líquido-vapor e de vapor da superfície p–v–T sobre o plano temperatura-volume específico obtém-se um ***diagrama T–v*** como ilustrado na Fig. 3.3. Uma vez que características semelhantes são apresentadas para o comportamento p–v–T de todas as substâncias puras, o diagrama T–v para a água mostrado na Fig. 3.3 pode ser considerado representativo.

diagrama T–v

Como para o diagrama p–v, um esboço do diagrama T–v é freqüentemente conveniente para a resolução de problemas. Para facilitar o uso desse esboço observe a forma das linhas de pressão constante (isobáricas). Para pressões *inferiores* à pressão crítica, tal como a isobárica de 10 MPa da Fig. 3.3, a pressão se mantém constante em relação à temperatura à medida que a região bifásica é percorrida. No interior das regiões monofásicas de líquido e de vapor a temperatura aumenta, para uma dada pressão, à medida que o volume específico aumenta. Para pressões superiores ou iguais à pressão crítica, tal como a de 30 MPa na Fig. 3.3, a temperatura aumenta continuamente com o volume específico para uma dada pressão. Não há passagem pela região bifásica líquido-vapor.

As projeções da superfície p–v–T utilizadas neste livro para ilustrar os processos geralmente não são desenhadas em escala. O mesmo comentário se aplica a outros diagramas de propriedades que serão apresentados posteriormente.

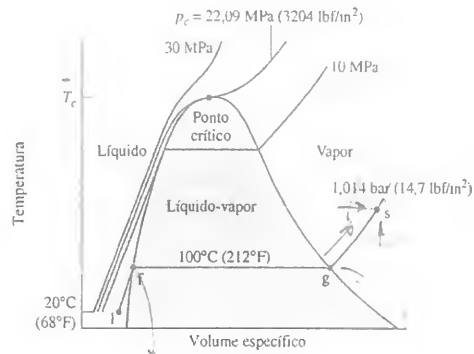



Fig. 3.3 Esboço de um diagrama temperatura-volume específico para a água mostrando as regiões de líquido, bifásica líquido-vapor e de vapor (fora de escala).

3.3 Estudando Mudança de Fase

O estudo dos eventos que ocorrem quando uma substância pura passa por uma mudança de fase é instrutivo. Para começar, considere um sistema fechado de massa unitária (1 kg ou 1 lb) de água líquida a 20°C (68°F) contida no interior de um conjunto cilindro-pistão, como ilustrado na Fig. 3.4*a*. Esse estado é representado pelo ponto 1 na Fig 3 3. Suponha que a água é aquecida lentamente enquanto sua pressão é mantida constante e uniforme no interior do sistema a 1,014 bar (14,7 lbf/in²).

Estados de Líquido

À medida que o sistema é aquecido a uma pressão constante a temperatura aumenta consideravelmente, enquanto o volume específico apresenta uma elevação menos significativa. Eventualmente, o sistema atinge o estado representado por f na Fig. 3.3. Esse é o estado de líquido saturado correspondente à pressão especificada. Para água a 1,014 bar (14,7 lbf/in²), a temperatura de saturação é de 100°C (212°F). Os estados de líquido ao longo do segmento l-f da Fig. 3.3 são, algumas vezes, denominados estados de ***líquido sub-resfriado***, uma vez que a temperatura nesses estados é inferior à temperatura de saturação na pressão especificada. Eles são também denominados estados de ***líquido comprimido***, uma vez que a pressão em cada estado é superior à pressão de saturação correspondente à temperatura no estado. As denominações líquido, líquido sub-resfriado e líquido comprimido são utilizadas de forma equivalente.

líquido sub-resfriado
líquido comprimido

Mistura Bifásica Líquido-Vapor

Quando o sistema se encontra no estado de líquido saturado (estado f da Fig. 3.3) uma transferência de calor adicional à pressão constante resulta na formação de vapor sem qualquer mudança de temperatura, mas com um considerável aumento de volume específico. Conforme ilustrado na Fig. 3.4*b*, o sistema seria composto de uma mistura bifásica líquido-vapor Quando uma mistura de líquido e vapor existe em equilíbrio a fase líquida é um líquido saturado e a fase vapor é um vapor saturado. Se o sistema continua a ser aquecido até que a última porção de líquido tenha sido vaporizada, ele é levado ao ponto g da Fig. 3.3, o estado de vapor saturado. As ***misturas bifásicas líquido-vapor*** intermediárias podem ser distinguidas entre si pelo ***título***, uma propriedade intensiva.

mistura bifásica líquido-vapor

Para uma mistura bifásica líquido-vapor, a razão entre a massa de vapor presente e a massa total da mistura é seu ***título***, x. Em forma matemática, temos

título

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{líquido}} + m_{\text{vapor}}} \tag{3.1}$$

O valor do título varia de zero até a unidade· para estados de líquido saturado, $x = 0$, e para estados de vapor saturado, $x = 1,0$. Embora definido como uma razão, o título é geralmente expresso como porcentagem. Exemplos ilustrando a utilização do título são apresentados na Seção 3.5 Parâmetros semelhantes podem ser definidos para misturas bifásicas sólido-vapor e sólido-líquido.

Estados de Vapor

Voltemos a considerar as Figs. 3.3 e 3.4 Quando o sistema se encontra no estado de vapor saturado (estado g na Fig. 3.3), o aquecimento suplementar à pressão constante resulta nos aumentos de tem-

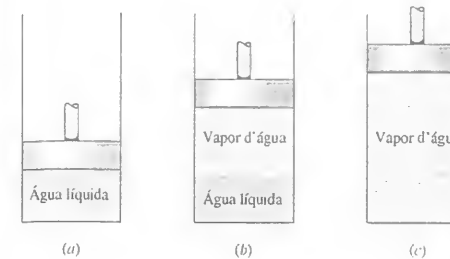



Fig. 3.4 Ilustração de uma transformação líquido-vapor para a água a pressão constante

peratura e de volume específico. A condição do sistema seria agora representada pela Fig. 3.4(*c*). O estado indicado por s na Fig. 3.3 é representativo dos estados que seriam alcançados continuando o aquecimento, à medida que a pressão é mantida constante. Um estado tal como s é normalmente chamado de estado de ***vapor superaquecido***, uma vez que o sistema estaria a uma temperatura superior à temperatura de saturação correspondente para a pressão dada

vapor superaquecido

Considere, a seguir, o mesmo raciocínio realizado para as outras pressões constantes indicadas na Fig. 3.3, 10 MPa (1450 lbf/in²), 22,09 MPa (3204 lbf/in²) e 30 MPa (4351 lbf/in²). A primeira dessas pressões é inferior à pressão crítica da água, a segunda é a pressão crítica e a terceira é superior à pressão crítica. Como antes, considere o sistema contendo inicialmente líquido a 20°C (68°F). Primeiro, consideremos o sistema caso este fosse aquecido lentamente a 10 MPa (1450 lbf/in²). A essa pressão seria formado vapor a uma temperatura superior à observada no exemplo anterior, uma vez que a pressão de saturação é superior (consulte a Fig. 3.3). Além disso, o aumento de volume específico do líquido saturado até vapor saturado seria um pouco menor, como mostrado pelo estreitamento da região de saturação. A despeito disso, o comportamento global seria o mesmo de antes.

A seguir, considere o comportamento de um sistema que seja aquecido à pressão crítica, ou superior a esta. Como se verificou ao se seguir a isobárica crítica da Fig. 3.3, não ocorreria a mudança de fase de líquido para vapor. Para todos os estados existiria somente uma fase. Conforme mostra a linha *a-b-c* do diagrama de fases da Fig. 3.5, a *vaporização* (e o processo inverso de *condensação*) pode ocorrer somente quando a pressão é inferior à pressão crítica. Então, para estados em que a pressão é maior que a pressão crítica os termos líquido e vapor tendem a perder seus significados. Ainda de forma a facilitar a referência a tais estados, usamos o termo líquido quando a temperatura é inferior à temperatura crítica, e vapor quando a temperatura é maior que a temperatura crítica.

Fusão e Sublimação

Embora as mudanças de fase de líquido para vapor (vaporização) e de vapor para líquido (condensação) sejam as de principal interesse neste livro, é também importante considerar as mudanças de fase de sólido para líquido (fusão) e de sólido para vapor (sublimação). Para estudar essas transições, considere um sistema que consiste em uma massa unitária de gelo a uma temperatura inferior à do ponto triplo. Iniciemos com o caso em que o sistema se encontra no estado *a'* da Fig. 3.5, no qual a pressão é superior à pressão do ponto crítico. Admita que o sistema é aquecido lentamente enquanto sua pressão é mantida constante e uniforme no interior do sistema. A temperatura aumenta com o aquecimento até que o ponto *b'* da Fig. 3 5 seja alcançado. Nesse estado, o gelo é um sólido saturado. A transferência de calor adicional à pressão constante leva à formação de líquido sem qualquer alteração de temperatura. Conforme o aquecimento do sistema prossegue, o gelo continua a se fundir até que eventualmente a última parcela se transforma, e o sistema passa a conter somente líquido saturado. Durante o processo de fusão a pressão e a temperatura se mantêm constantes. Para a maioria das substâncias o volume específico aumenta durante a fusão, mas, para a água, o volume específico do líquido é inferior ao volume específico do sólido. A continuidade do processo de aquecimento à pressão constante leva a um aumento de temperatura à medida que o sistema é levado ao ponto *c'* da Fig. 3.5. A seguir, considere o caso em que o sistema se encontra inicialmente no estado *a"* da Fig. 3.5., no qual a pressão é inferior à pressão do ponto triplo. Nesse caso, se o sistema for aquecido a pressão constante ele passará pela região bifásica sólido-vapor, sendo levado para a região de vapor ao longo da linha *a"-b"-c"* mostrada na Fig. 3.5. Isto é, ocorre a sublimação.

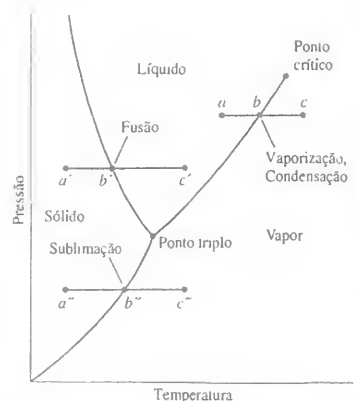



Fig. 3.5 Diagrama de fases para a água (fora de escala).

Bio... conexões

Enquanto a condensação do vapor para líquido e o resfriamento adicional a uma temperatura inferior à do estado líquido é facilmente imaginada e até mesmo faz parte de nossa experiência, gases liquefeitos como o nitrogênio e o oxigênio podem não ser tão familiares. Contudo, há aplicações médicas e industriais importantes envolvendo os mesmos. Uma delas corresponde à prática da *criocirurgia* utilizada pelos dermatologistas, que consiste no congelamento localizado do tecido da pele para a remoção de lesões indesejáveis, inclusive lesões pré-cancerosas. Para esse tipo de cirurgia aplica-se nitrogênio líquido a uma temperatura de cerca de −195°C (−319°F) a partir de um *spray* ou uma sonda. A criocirurgia é rapidamente realizada, e geralmente sem o uso de anestesia. Os dermatologistas armazenam o nitrogênio líquido necessário para muitos meses em recipientes chamados frascos *Dewar*, similares às garrafas a vácuo.

3.4 Obtendo Propriedades Termodinâmicas

Dados de propriedades termodinâmicas podem ser obtidos de várias formas, incluindo tabelas, gráficos, equações e programas de computador. As Seções 3.5 e 3.6 dão ênfase à utilização de *tabelas* de propriedades termodinâmicas que estão normalmente disponíveis para as substâncias puras simples compressíveis de interesse em engenharia. O uso dessas tabelas constitui uma importante habilidade. A capacidade de localizar estados em um diagrama de propriedades constitui uma importante habilidade associada. O programa de computador *Interactive Thermodynamics: IT* é apresentado na Seção 3.7 e utilizado seletivamente em exemplos e problemas de final de capítulo neste livro. No entanto, convém ressaltar que outros programas similares podem ser utilizados para a solução dos problemas apresentados. O uso apropriado de tabelas e diagramas de propriedades é um pré-requisito para a efetiva utilização do programa computacional na obtenção de dados de propriedades termodinâmicas.

Uma vez que tabelas para diferentes substâncias são freqüentemente colocadas no mesmo formato, a presente discussão será centrada principalmente nas Tabelas A-2 a A-6, que fornecem propriedades para a água; essas tabelas são comumente denominadas ***tabelas de vapor***. As Tabelas A-7 a A-9 para o Refrigerante 22, as Tabelas A-10 a A-12 para o Refrigerante 134a, as Tabelas A-13 a A-15 para a amônia e as Tabelas A-16 a A-18 para o propano são utilizadas de modo similar, da mesma forma que tabelas para outras substâncias encontradas na literatura de engenharia. As tabelas estão disponíveis nos Apêndices em unidades SI e inglesas. As tabelas em unidades inglesas estão designadas pela letra E. Por exemplo, as tabelas de vapor em unidades inglesas são as Tabelas A-2E a A-6E.

a tabelas de vapor

As substâncias com os dados tabelados apresentados neste livro foram selecionadas em virtude de sua importância prática. Contudo, elas são meramente representativas, considerando a vasta gama de substâncias importantes na indústria. Para satisfazer às mudanças de requisitos e lidar com as necessidades especiais, freqüentemente são introduzidas substâncias novas, enquanto outras se tornam obsoletas.

Energia e Meio Ambiente

Refrigerantes *naturais* como a amônia, o dióxido de carbono e certos hidrocarbonetos eram utilizados em sistemas de refrigeração há um século atrás. Esses refrigerantes foram substituídos por refrigerantes contendo cloro, considerados seguros para o uso até então. Esses refrigerantes, conhecidos como clorofluorcarbonos (CFCs), abriram caminho para os refrigeradores e condicionadores de ar desfrutados até pouco tempo. Recentemente, em virtude da preocupação relativa aos efeitos do cloro sobre a camada de ozônio que protege a Terra, acordos internacionais têm sido feitos para abolir gradualmente o uso dos CFCs. Os CFCs têm sido substituídos por refrigerantes como o Refrigerante 22 ($CHClF_2$) e o Refrigerante 134a (CF_3CH_2F), que possuem menor potencial para agredir a camada de ozônio. Entretanto, estudos atuais sugerem que os refrigerantes naturais podem ser preferíveis em virtude do baixo efeito estufa.

Embora décadas de pesquisa e desenvolvimento tenham conduzido aos refrigeradores e condicionadores de ar atuais, e o uso dos refrigerantes naturais represente desafios significativos para a engenharia, os mesmos estão de novo sendo ativamente considerados. A amônia, outrora amplamente utilizada, porém suspensa para o uso doméstico por ser tóxica, está recebendo interesse renovado porque não contém cloro. Novos refrigeradores energeticamente eficientes utilizando propano estão disponíveis no mercado global, mas ainda representam uma preocupação para os Estados Unidos em virtude de o propano ser inflamável. O dióxido de carbono é considerado promissor considerando sistemas pequenos e leves, tais como os automotivos e as unidades portáteis de condicionadores de ar. Embora o CO_2 seja um gás de efeito estufa, apenas uma minúscula quantidade seria necessária em uma unidade típica, e até mesmo esse caso estaria sujeito a uma manutenção adequada e aos protocolos disponíveis para unidades de refrigeração, dizem os especialistas.

3.5 Avaliando Pressão, Volume Específico e Temperatura

3.5.1 Tabelas de Líquido e de Vapor

As propriedades do vapor d'água estão listadas nas Tabelas A-4 e as de água líquida nas Tabelas A-5. Estas são geralmente denominadas tabelas de vapor *superaquecido* e tabelas de líquido *comprimido*, respectivamente. O esboço do diagrama de fases mostrado na Fig. 3.6 apresenta a estrutura dessas tabelas. Como a pressão e a temperatura são propriedades independentes nas regiões monofásicas de líquido e de vapor, elas podem ser utilizadas para a determinação de um estado em uma dessas regiões. Conseqüentemente, as Tabelas A-4 e A-5 estão montadas de forma a fornecer valores de várias propriedades em função de valores da pressão e da temperatura. A primeira propriedade listada é o volume específico. As demais propriedades serão discutidas nas seções subseqüentes.

Para cada pressão listada os valores dados na tabela de vapor superaquecido (Tabela A-4) *começam* com o estado de vapor saturado e então prosseguem para temperaturas superiores. Os dados da tabela de líquido comprimido (Tabela A-5) *terminam* com os estados de líquido saturado. Isto é, para uma dada pressão os valores das propriedades são dados para temperaturas crescentes até o estado de saturação. Para essas tabelas os valores mostrados entre parênteses após a pressão no topo da tabela correspondem à temperatura de saturação. ➥ **POR EXEMPLO...** nas Tabelas A-4 e A-5, para uma pressão de 10,0 MPa, a temperatura de saturação é listada como sendo de 311,06°C. Nas Tabelas A-4E e A-5E, na pressão de 500 lbf/in², a temperatura de saturação é listada como sendo de 467,1°F. ◄

➥ **POR EXEMPLO...** de forma a adquirir maior experiência com as Tabelas A-4 e A-5, verifique o seguinte: a Tabela A-4 fornece o volume específico do vapor d'água a 10,0 MPa e 600°C como sendo 0,03837 m³/kg. A 10,0 MPa e 100°C a Tabela A-5 fornece o volume específico da água líquida como $1{,}0385 \times 10^{-3}$ m³/kg. A Tabela A-4E fornece o volume específico do vapor d'água a 500 lbf/in² e 600°F como 1,158 ft³/lb. A 500 lbf/in² e 100°F a Tabela A-5E fornece o volume específico da água líquida como 0,016106 ft³/lb. ◄

Os estados envolvidos na resolução de problemas geralmente não estão contidos no conjunto de valores fornecidos pelas tabelas de propriedades. A *interpolação* entre valores adjacentes das tabelas se torna, dessa forma, necessária. Deve-se ter muito cuidado, sempre, durante a interpolação dos valores da tabela. As tabelas disponíveis no Apêndice foram extraídas de tabelas mais completas que são construídas de forma que a ***interpolação linear***, ilustrada no exemplo a seguir, pode ser utilizada com precisão aceitável. Considera-se que a interpolação linear permanece válida quando aplicada a tabelas menos refinadas, como as disponíveis neste livro, para exemplos resolvidos e problemas de final de capítulo.

interpolação linear

➥ **POR EXEMPLO...** determinemos o volume específico do vapor d'água para um estado onde $p = 10$ bar e $T = 215°C$. A Fig. 3.7 mostra um conjunto de dados extraído da Tabela A-4. Para a pressão de 10 bar a temperatura especificada de 215°C se encontra entre os valores tabelados de 200°C e 240°C, que são mostrados em negrito. Os valores de volume específico correspondentes são também

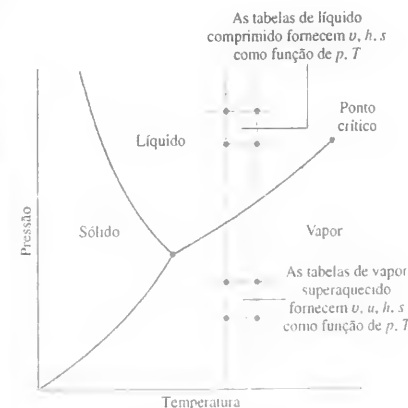



Fig. 3.6 Esboço do diagrama de fases para a água utilizado para a discussão da estrutura das tabelas de vapor superaquecido e de líquido comprimido (fora de escala)

p = 10 bar	
T(°C)	v (m³/kg)
200	**0,2060**
215	v = ?
240	**0,2275**

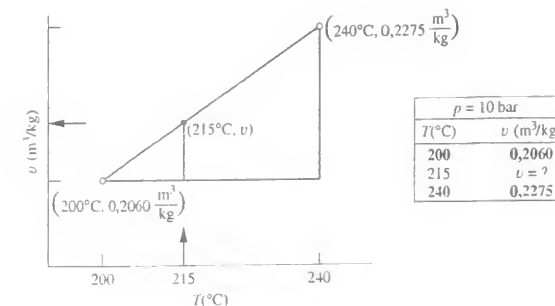



Fig. 3.7 Ilustração da interpolação linear.

mostrados em negrito. Para determinar o volume específico v correspondente a 215°C podemos pensar na *inclinação* de uma linha reta que une os estados adjacentes da tabela, como se segue

$$\textit{inclinação} = \frac{(0.2275 - 0.2060)\ \text{m}^3/\text{kg}}{(240 - 200)°\text{C}} = \frac{(v - 0.2060)\ \text{m}^3/\text{kg}}{(215 - 200)°\text{C}}$$

Resolvendo para v, o resultado é $v = 0{,}2141\ \text{m}^3/\text{kg}$.

Os exemplos a seguir abordam o uso de esboços de diagramas p–v e T–v juntamente com dados tabelados de forma a estabelecer os estados finais de processos. De acordo com o princípio dos estados equivalentes, duas propriedades intensivas independentes devem ser conhecidas para que sejam estabelecidos os estados do sistema aqui considerado.

Exemplo 3.1 AQUECENDO AMÔNIA A PRESSÃO CONSTANTE

Um conjunto cilindro-pistão vertical contendo 0,1 lb (0,45 kg) de amônia, inicialmente como vapor saturado, é colocado sobre uma placa aquecida. Devido ao peso do pistão e da pressão atmosférica local a pressão da amônia é de 20 lbf/in² (137,9 kPa). O aquecimento ocorre lentamente, e a amônia se expande a pressão constante até a temperatura final de 77°F (25°C). Mostre os estados inicial e final em diagramas T–v e p–v, e determine

(a) o volume ocupado pela amônia em cada estado, em ft³.
(b) o trabalho realizado durante o processo, em Btu.

Solução

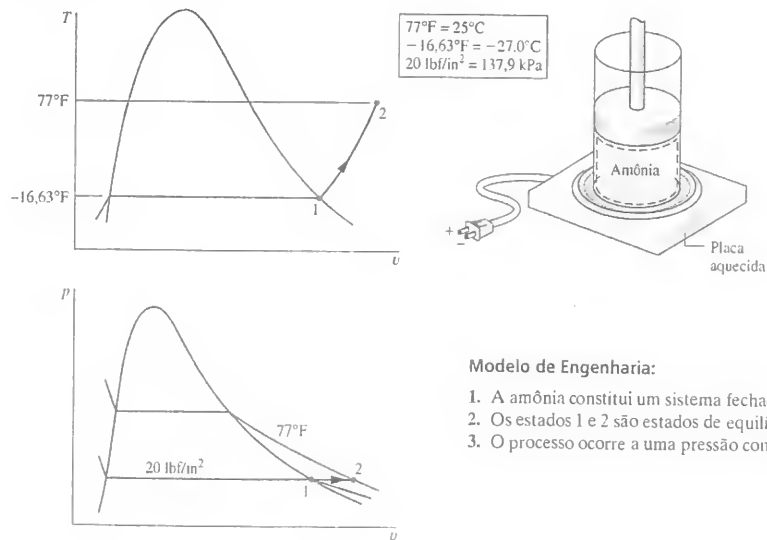
Dado: amônia é aquecida a uma pressão constante em um conjunto cilindro-pistão a partir do estado de vapor saturado até uma temperatura final conhecida.

Pede-se: mostre os estados inicial e final em diagramas T–v e p–v e determine o volume em cada estado e o trabalho realizado durante o processo.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E3.1

Modelo de Engenharia:

1. A amônia constitui um sistema fechado.
2. Os estados 1 e 2 são estados de equilíbrio.
3. O processo ocorre a uma pressão constante

Análise: o estado inicial é de vapor saturado a 20 lbf/in². Como o processo ocorre a uma pressão constante, o estado final se encontra na região de vapor superaquecido e é determinado por $p_2 = 20$ lbf/in² e $T_2 = 77$°F. Os estados inicial e final são mostrados nos diagramas T–v e p–v da Fig. E3.1.

(a) Os volumes ocupados pela amônia nos estados 1 e 2 são obtidos utilizando a massa dada e os respectivos volumes específicos. A partir da Tabela A-15E para $p_1 = 20$ lbf/in² e da temperatura de saturação correspondente, obtemos $v_1 = v_g = 13{,}497$ ft³/lb. Então

$$V_1 = mv_1 = (0{,}1\ \text{lb})(13{,}497\ \text{ft}^3/\text{lb}) = 1{,}35\ \text{ft}^3$$

Interpolando na Tabela A-15E para $p_2 = 20$ lbf/in² e $T_2 = 77$°F, obtemos $v_2 = 16{,}7$ ft³/lb. Então

$$V_2 = mv_2 = (0{,}1\ \text{lb})(16{,}7\ \text{ft}^3/\text{lb}) = 1{,}67\ \text{ft}^3$$

(b) Para esse caso o trabalho pode ser calculado utilizando a Eq. 2.17. Considerando que a pressão é constante

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p\, dV = p(V_2 - V_1)$$

Substituindo valores

$$W = (20\ \text{lbf/in}^2)(1{,}67 - 1{,}35)\text{ft}^3 \left|\frac{144\ \text{in}^2}{1\ \text{ft}^2}\right| \left|\frac{1\ \text{Btu}}{778\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}\right| = 1{,}18\ \text{Btu}$$

① Observe a utilização de fatores de conversão no cálculo.

Teste-Relâmpago

Considerando que o aquecimento continua a 20 lbf/in² (137,9 kPa) de $T_2 = 77$°F (25°C) a 90°F (32,2°C), determine o trabalho realizado durante o Processo 2-3 em Btu.

Resposta: 0,15 Btu.

3.5.2 Tabelas de Saturação

As tabelas de saturação, Tabelas A-2 e A-3, listam valores de propriedades para estados de líquido saturado e de vapor saturado. Os valores de propriedades para esses estados são denotados pelos subscritos f e g, respectivamente. A Tabela A-2 é chamada de *tabela de temperatura*, uma vez que temperaturas são listadas na primeira coluna, em incrementos convenientes. A segunda coluna fornece os valores de pressão de saturação correspondentes. As duas colunas subsequentes fornecem, respectivamente, o volume específico do líquido saturado, v_f, e o volume específico do vapor saturado, v_g. A Tabela A-3 é chamada de *tabela de pressão*, já que as pressões são listadas, em incrementos convenientes, em sua primeira coluna. Os valores de temperatura de saturação correspondentes são fornecidos na segunda coluna. As duas colunas subsequentes fornecem v_f e v_g, respectivamente.

O volume específico de uma mistura bifásica líquido-vapor pode ser determinado pela utilização das tabelas de saturação e pela definição de título dada pela Eq. 3.1 descrita a seguir. O volume total da mistura é a soma dos volumes das fases líquida e de vapor

$$V = V_{\text{liq}} + V_{\text{vap}}$$

Dividindo pela massa total da mistura, m, é obtido um volume específico *médio* para a mistura

$$v = \frac{V}{m} = \frac{V_{\text{liq}}}{m} + \frac{V_{\text{vap}}}{m}$$

Uma vez que a fase líquida é composta por líquido saturado e que a fase vapor é composta por vapor saturado, $V_{\text{liq}} = m_{\text{liq}}v_f$ e $V_{\text{vap}} = m_{\text{vap}}v_g$, então

$$v = \left(\frac{m_{\text{liq}}}{m}\right)v_f + \left(\frac{m_{\text{vap}}}{m}\right)v_g$$

Utilizando a definição de título, $x = m_{\text{vap}}/m$, e notando que $m_{\text{liq}}/m = 1 - x$, a expressão anterior se torna

$$v = (1 - x)v_f + xv_g = v_f + x(v_g - v_f) \tag{3.2}$$

O aumento de volume específico durante a vaporização $(v_g - v_f)$ é também representado por v_{fg}.

➡ **POR EXEMPLO...** considere um sistema que consiste em uma mistura bifásica líquido-vapor de água a 100°C e título de 0,9. Da Tabela A-2 a 100°C, $v_f = 1{,}0435 \times 10^{-3}$ m³/kg e $v_g = 1{,}673$ m³/kg. O volume específico da mistura é

$$v = v_f + x(v_g - v_f) = 1{,}0435 \times 10^{-3} + (0{,}9)(1{,}673 - 1{,}0435 \times 10^{-3}) = 1{,}506\ \text{m}^3/\text{kg}$$

De forma semelhante, o volume específico de uma mistura bifásica líquido-vapor a 212°F e um título de 0,9 é

$$v = v_f + x(v_g - v_f) = 0{,}01672 + (0{,}9)(26{,}80 - 0{,}01672) = 24{,}12 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

onde os valores de v_f e v_g são obtidos da Tabela A-2E.

Para facilitar a localização de estados nas tabelas em geral é conveniente o uso de valores das tabelas de saturação juntamente com um esboço de um diagrama T–v ou p–v. Por exemplo, se o volume específico v e a temperatura T são conhecidos, utilize a tabela de temperatura apropriada, Tabela A-2 ou A-2E, e determine os valores de v_f e v_g. Um diagrama T–v mostrando esses dados é apresentado na Fig. 3.8. Se o volume específico dado se encontra entre v_f e v_g, o sistema consiste em uma mistura bifásica líquido-vapor, e a pressão é a pressão de saturação correspondente à temperatura dada. O título pode ser encontrado pela resolução da Eq. 3.2. Se o volume específico é maior do que v_g, o estado se encontra na região de vapor superaquecido. Portanto, por interpolação na Tabela A-4 ou A-4E, a pressão e outras propriedades listadas podem ser determinadas. Se o valor dado de volume específico é inferior a v_f, a Tabela A-5 ou A-5E pode ser utilizada para determinar a pressão e outras propriedades.

POR EXEMPLO... determinemos a pressão da água em cada um de três estados definidos pela temperatura de 100°C e volumes específicos de, respectivamente, $v_1 = 2{,}434$ m³/kg, $v_2 = 1{,}0$ m³/kg e $v_3 = 1{,}0423 \times 10^{-3}$ m³/kg. Utilizando a temperatura conhecida, a Tabela A-2 fornece os valores de v_f e de v_g: $v_f = 1{,}0435 \times 10^{-3}$ m³/kg, $v_g = 1{,}673$ m³/kg. Uma vez que v_1 é superior a v_g, o estado 1 se encontra na região de vapor. A Tabela A-4 determina a pressão como sendo de 0,70 bar. A seguir, já que v_2 se encontra entre v_f e v_g, a pressão é a pressão de saturação correspondente a 100°C, que é de 1,014 bar. Finalmente, como v_3 é inferior a v_f, o estado 3 se encontra na região de líquido. A Tabela A-5 indica que a pressão é de 25 bar.

O exemplo a seguir aborda o uso de um esboço do diagrama T–v juntamente com dados tabelados de forma a estabelecer os estados finais de processos. De acordo com o princípio dos estados equivalentes, duas propriedades intensivas independentes devem ser conhecidas para se definir os estados do sistema aqui considerado.

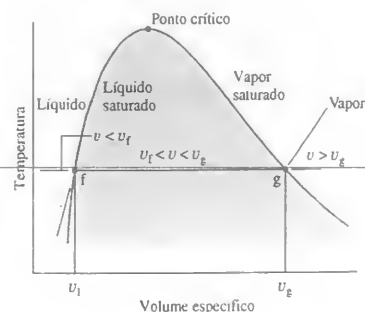
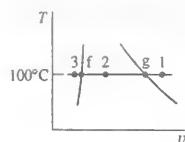



Fig. 3.8 Esboço de um diagrama T–v para a água utilizado para discutir a localização de estados nas tabelas.

Exemplo 3.2 AQUECIMENTO DE ÁGUA A VOLUME CONSTANTE

Um reservatório rígido e fechado de 0,5 m³ de volume é colocado sobre uma placa aquecida. Inicialmente o reservatório contém uma mistura bifásica de água líquida saturada e de vapor d'água saturado a $p_1 = 1$ bar com título de 0,5. Após o aquecimento a pressão do reservatório é de $p_2 = 1{,}5$ bar. Indique os estados inicial e final em um diagrama T–v e determine

(a) a temperatura, em °C, nos estados 1 e 2.
(b) a massa de vapor presente nos estados 1 e 2, em kg.
(c) Considerando que o aquecimento continua, determine a pressão, em bar, na qual o reservatório contém somente vapor saturado.

Solução

Dado: uma mistura bifásica líquido-vapor de água em um reservatório rígido e fechado é aquecida sobre uma placa quente. A pressão e o título iniciais e a pressão final são conhecidos.

Pede-se: indique os estados inicial e final em um digrama T–v e determine em cada estado a temperatura e a massa de vapor d'água presente. Prosseguindo o processo de aquecimento, determine, ainda, a pressão na qual o reservatório contém somente vapor saturado.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

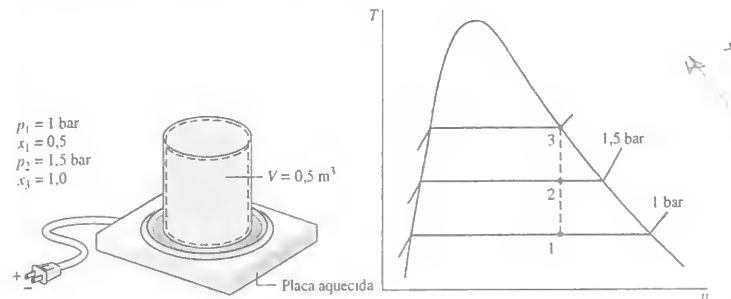



Fig. E3.2

Modelo de Engenharia:

1. A água no reservatório se constitui em um sistema fechado.
2. Os estados 1, 2 e 3 são estados de equilíbrio.
3. O volume do reservatório permanece constante.

Análise: duas propriedades independentes são necessárias para determinar os estados 1 e 2. No estado inicial a pressão e o título são conhecidos. Como estes são independentes, o estado está determinado. O estado 1 é mostrado no diagrama T–v no interior da região bifásica. O volume específico no estado 1 é determinado utilizando o título dado e a Eq. 3.2. Logo,

$$v_1 = v_{f1} + x(v_{g1} - v_{f1})$$

Da Tabela A-3 para $p_1 = 1$ bar, $v_{f1} = 1{,}0432 \times 10^{-3}$ m³/kg e $v_{g1} = 1{,}694$ m³/kg. Logo,

$$v_1 = 1{,}0432 \times 10^{-3} + 0{,}5(1{,}694 - 1{,}0432 \times 10^{-3}) = 0{,}8475 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Para o estado 2 a pressão é conhecida. A outra propriedade necessária para a determinação do estado é o volume específico v_2. O volume e a massa são ambos constantes, e então $v_2 = v_1 = 0{,}8475$ m³/kg. Para $p_2 = 1{,}5$ bar, a Tabela A-3 fornece $v_{f2} = 1{,}0582 \times 10^{-3}$ e $v_{g2} = 1{,}59$ m³/kg. Uma vez que

❶ $$v_f < v_2 < v_{g2}$$

❷ o estado 2 deve se encontrar da mesma forma na região bifásica. O estado 2 é também mostrado no diagrama T–v dado.

(a) Uma vez que os estados 1 e 2 se encontram na região bifásica líquido-vapor, as temperaturas correspondem às temperaturas de saturação nas pressões dadas. A Tabela A-3 fornece

$$T_1 = 99{,}63°\text{C} \quad \text{e} \quad T_2 = 111{,}4°\text{C}$$

(b) Para achar a massa de vapor d'água presente, utilizamos inicialmente o volume e o volume específico para determinar a massa *total*, m. Assim,

$$m = \frac{V}{v} = \frac{0{,}5 \text{ m}^3}{0{,}8475 \text{ m}^3/\text{kg}} = 0{,}59 \text{ kg}$$

Dessa forma, a partir da Eq. 3.1 e do título dado, a massa de vapor no estado 1 é

$$m_{g1} = x_1 m = 0{,}5(0{,}59 \text{ kg}) = 0{,}295 \text{ kg}$$

A massa de vapor no estado 2 é encontrada de forma similar utilizando o título x_2. Para determinar x_2, resolvemos a Eq. 3.2 para o título e utilizamos dados de volume específico da Tabela A-3 para a pressão de 1,5 bar, juntamente com os valores dados de v, como a seguir

$$x_2 = \frac{v - v_{f2}}{v_{g2} - v_{f2}} = \frac{0{,}8475 - 1{,}0528 \times 10^{-3}}{1{,}159 - 1{,}0528 \times 10^{-3}} = 0{,}731$$

Então, com a Eq. 3.1

$$m_{g2} = 0{,}731(0{,}59 \text{ kg}) = 0{,}431 \text{ kg}$$

(c) Prosseguindo o processo de aquecimento o estado 3 estaria na linha de vapor saturado, como ilustrado no diagrama T–v. Dessa forma, a pressão seria a pressão de saturação correspondente. Interpolando na Tabela A-3 para $v_g = 0{,}8475$ m³/kg, obtemos $p_3 = 2{,}11$ bar

① O procedimento para a determinação do estado 2 é o mesmo apresentado na discussão da Fig. 3.8

② Uma vez que o processo ocorre a volume específico constante, os estados se encontram ao longo de uma linha vertical.

Teste-Relâmpago

Prosseguindo o aquecimento com volume específico constante a partir do estado 3 até um estado onde a pressão é de3 bar, determine a temperatura nesse estado.

Resposta: 282°C

3.6 *Avaliando a Energia Interna Específica e a Entalpia*

3.6.1 Apresentando a Entalpia

entalpia

Em diversas análises termodinâmicas a soma da energia interna U com o produto da pressão p pelo volume V se faz presente. Uma vez que a soma $U + pV$ vai aparecer tão freqüentemente em discussões futuras, é conveniente dar a essa combinação um nome, ***entalpia***, e um símbolo específico, H. Por definição

$$H = U + pV \tag{3.3}$$

Como U, p e V são todas propriedades, essa combinação é também uma propriedade. A entalpia pode ser expressa em base mássica

$$h = u + pv \tag{3.4}$$

e em base molar

$$\bar{h} = \bar{u} + p\bar{v} \tag{3.5}$$

As unidades de entalpia são as mesmas utilizadas para a energia interna.

3.6.2 Obtendo os valores de u e h

As tabelas de propriedades apresentadas na Seção 3.5 fornecem valores de pressão, volume específico e temperatura e também valores de energia interna específica u, entalpia h e entropia s. A utilização dessas tabelas para avaliar u e h é descrita na presente seção, a consideração da entropia é postergada até sua apresentação no Cap. 6.

Os dados para energia interna específica u e a entalpia h são obtidos a partir das tabelas de propriedades, da mesma forma que o volume específico. Para estados de saturação os valores de u_f e u_g, assim como de h_f e h_g, são tabelados em função da pressão de saturação e da temperatura de saturação. A energia interna específica para uma mistura bifásica líquido-vapor é calculada para um dado título da mesma forma que o volume específico é calculado

$$u = (1 - x)u_f + xu_g = u_f + x(u_g - u_f) \tag{3.6}$$

O aumento de energia interna específica durante a vaporização $(u_g - u_f)$ é geralmente representado por u_{fg}. De forma similar, a entalpia específica de uma mistura bifásica líquido-vapor é dada em termos do título por

$$h = (1 - x)h_f + xh_g = h_f + x(h_g - h_f) \tag{3.7}$$

O aumento de entalpia durante a vaporização $(h_g - h_f)$ é normalmente tabelado por conveniência sob o símbolo h_{fg}.

➡ **POR EXEMPLO...** para ilustrar o uso das Eqs. 3.6 e 3.7, determinamos a entalpia específica do Refrigerante 22 quando sua temperatura é 12°C e sua energia interna específica é 144,58 kJ/kg. De acordo com a Tabela A-7, os valores dados de energia interna se encontram entre u_f e u_g a 12°C; dessa forma, o estado se encontra na região bifásica líquido-vapor. O título da mistura é encontrado

utilizando-se a Eq. 3.6 e os dados da Tabela A-7, como se segue:

$$x = \frac{u - u_f}{u_g - u_f} = \frac{144{,}58 - 58{,}77}{230{,}38 - 58{,}77} = 0{,}5$$

Dessa forma, com os valores da Tabela A-7, a Eq. 3.7 fornece

$$\begin{aligned} h &= (1 - x)h_f + xh_g \\ &= (1 - 0{,}5)(59{,}35) + 0{,}5(253{,}99) = 156{,}67 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$ ◄

Nas tabelas de vapor superaquecido u e h são tabelados juntamente com v como função da temperatura e pressão. ➡ **POR EXEMPLO...** avaliemos T, v e h para água a 0,10 MPa e uma energia interna específica de 2537,3 kJ/kg. Voltando à Tabela A-3, note que o valor dado de u é superior a u_g a 0,1 MPa (u_g = 2506,1 kJ/kg). Esse fato sugere que o estado se encontra na região de vapor superaquecido. A partir da Tabela A-4 obtemos T = 120°C, v = 1,793 m³/kg e h = 2716,6 kJ/kg. De forma alternativa, a definição de h relaciona h e u

$$\begin{aligned} h &= u + pv \\ &= 2537{,}3\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \left(10^5\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)\left(1{,}793\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)\left|\frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N}\cdot\text{m}}\right| \\ &= 2537{,}3 + 179{,}3 = 2716{,}6 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Como outro exemplo, considere água em um dado estado definido por uma pressão igual a 14,7 lbf/in² e uma temperatura de 250°F. Da Tabela A-4E, v = 28,42 ft³/lb, u = 1091,5 Btu/lb e h = 1168,8 Btu/lb. Como já descrito anteriormente, h pode ser calculado a partir de u. Então

$$\begin{aligned} h &= u + pv \\ &= 1091{,}5\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} + \left(14{,}7\frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}\right)\left(28{,}42\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}}\right)\left|\frac{144 \text{ in}^2}{1 \text{ ft}^2}\right|\left|\frac{1 \text{ Btu}}{778 \text{ ft}\cdot\text{lbf}}\right| \\ &= 1091{,}5 + 77{,}3 = 1168{,}8 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$ ◄

Dados de energia interna e de entalpia específicos para estados de líquido da água são apresentados na Tabela A-5. O formato dessas tabelas é o mesmo das de vapor superaquecido consideradas anteriormente. Dessa forma, valores de propriedades para estado de líquido são obtidos da mesma maneira que para estados de vapor.

Para a água, as Tabelas A-6 fornecem as propriedades de equilíbrio de sólidos saturados e de vapor saturado. A primeira coluna lista a temperatura e a segunda fornece a pressão de saturação correspondente. Esses estados estão em pressões e temperaturas *inferiores* às do ponto triplo. As duas colunas que se seguem fornecem o volume específico do sólido saturado, v_i, e do vapor saturado, v_g, respectivamente. A tabela também fornece valores de energia interna específica, entalpia e entropia para o sólido saturado e para o vapor saturado em cada uma das temperaturas listadas.

Bio... conexões

O que as tripulações de vôos militares, os personagens fantasiados em parques temáticos e os atletas têm em comum? Eles compartilham uma necessidade de evitar sobrecarga térmica enquanto executam seu dever, trabalho ou passatempo. Para satisfazer a essa necessidade foram desenvolvidas *vestimentas com sistemas de refrigeração*, tais como coletes térmicos e colarinhos térmicos. As vestimentas com sistemas de refrigeração podem se caracterizar por bolsas de gelo inseridas, canais pelos quais um líquido refrigerante circula, *materiais de mudança de fase* encapsulados ou uma combinação desses itens. Um exemplo familiar de um material de mudança de fase, conhecido também por PCM (*phase-change material*), é o gelo, o qual na fusão a 0°C absorve cerca de 334 kJ/kg de energia.

A vestimenta com PCM encapsulado, quando utilizada próxima ao corpo, absorve a energia da pessoa que está trabalhando ou se exercitando em um ambiente quente enquanto a mantém fresca. Na especificação de um PCM para uma vestimenta com sistemas de refrigeração o material deve mudar de fase na temperatura operacional de resfriamento desejada. Hidrocarbonetos conhecidos como *parafinas* são freqüentemente utilizados para tal finalidade. Muitos sistemas de refrigeração disponíveis atualmente empregam contas de PCM com diâmetros pequenos, até de 0,5 μm, encapsuladas em uma estrutura feita de um polímero resistente. Materiais de mudança de fase encapsulados também podem ser encontrados em outros produtos.

3.6.3 Estados de Referência e Valores de Referência

Os valores de u, h e s fornecidos pelas tabelas de propriedades não são obtidos a partir de medidas diretas, mas são calculados a partir de outros dados mais facilmente determinados de maneira experimental. Os procedimentos de cálculo requerem o uso da segunda lei da termodinâmica, assim a consideração desses procedimentos é adiada para o Cap. 11, após a segunda lei ter sido apresentada.

estados de referência
valores de referência

Entretanto, uma vez que u, h e s são calculados, a questão de ***estados de referência*** e de ***valores de referência*** se torna importante e será discutida de forma breve nos parágrafos que se seguem.

Quando balanços de energia são aplicados as *diferenças* de energia interna, cinética e potencial entre dois estados é que são importantes, e *não* os valores dessas quantidades de energia em cada um desses dois estados. ➡ **POR EXEMPLO...** Considere o caso da energia potencial. O valor numérico da energia potencial medida em relação à superfície da Terra é diferente do valor relativo ao topo de um edifício no mesmo local. Entretanto, a diferença de energia potencial entre duas elevações diferentes é exatamente a mesma a despeito do referencial utilizado, uma vez que o valor do referencial é cancelado durante o cálculo. ⬅

De forma similar, podem-se atribuir valores à energia interna específica e à entalpia em relação a valores de referência arbitrários em estados de referência arbitrários. Como para o caso da energia potencial considerado anteriormente, a utilização de valores de uma propriedade particular determinados em relação a uma referência arbitrária é única, desde que os cálculos feitos envolvam somente diferenças dessa propriedade para as quais o valor de referência se cancela. Entretanto, quando reações químicas acontecem entre as substâncias consideradas deve-se dar atenção especial para a questão dos estados e valores de referência. Uma discussão de como valores de propriedades são atribuídos quando da análise de sistemas reativos é apresentada no Cap. 13.

Os valores tabelados de u e h para a água, a amônia, o propano e os Refrigerantes 22 e 134a fornecidos no Apêndice são relativos aos estados e valores de referência comentados a seguir. Para a água, o estado de referência é o de líquido saturado a 0,01°C (32,02°F). Nesse estado a energia interna específica é considerada zero. Valores da entalpia específica são calculados a partir de $h = u + pv$, utilizando os valores tabelados de p, v e u. Para a amônia, o propano e os refrigerantes o estado de referência é o de líquido saturado a −40°C (−40°F para as tabelas em unidades inglesas). Para esse estado de referência a entalpia específica é considerada zero. Valores de energia interna específica são calculados a partir de $u = h - pv$ utilizando os valores tabelados de p, v e h. Deve-se notar, na Tabela A-7, que isso leva a um valor negativo para a energia interna no estado de referência, o que enfatiza que o importante não são os valores numéricos atribuídos a u e h em um dado estado, mas sim as *diferenças* dessas propriedades entre estados. Os valores atribuídos a um estado são modificados se o estado de referência ou o valor de referência se altera, mas sua diferença permanece a mesma.

3.7 Avaliando Propriedades Utilizando Programas de Computador

A utilização de programas de computador para a avaliação de propriedades termodinâmicas está se tornando prática comum na engenharia. Os programas de computador podem ser definidos em duas categorias: aqueles que fornecem dados somente para estados individuais e aqueles que fornecem dados de propriedades como parte de um pacote de simulação mais geral. A ferramenta *Interactive Thermodynamics: IT* pode ser utilizada não somente para a solução de problemas comuns, fornecendo dados em estados específicos, mas também para simulação e análise. Outros programas, além do *IT*, também podem ser utilizados com esses propósitos. Veja o boxe para uma análise do software usado em termodinâmica.

O *IT* fornece dados para as substâncias que constam das tabelas do Apêndice. De forma geral os dados são obtidos a partir de declarações simples que são inseridas no espaço de trabalho do programa. ➡ **POR EXEMPLO...** considere a mistura bifásica líquido-vapor no estado 1 do Exemplo 3.2 para o qual $p = 1$ bar, $v = 0{,}8475$ m³/kg. A seguir, uma descrição de como os dados para temperatura de saturação, título e energia interna específica são obtidos utilizando-se o *IT*. As funções para T, v e u são obtidas pela escolha da opção Água/Vapor d'água (Water/Steam) do menu de propriedades (**Properties**). Escolhendo unidades SI do menu de Unidades (**Units**), com p em bar, T em °C e a quantidade da substância em kg, o programa *IT* se torna

```
p = 1//bar
v = 0,8475//m³/kg
T = Tsat_P("Water/Steam",p)
v = vsat_Px("Water/Steam",p,x)
u = usat_Px("Water/Steam",p,x)
```

Pressionando o botão de Resolver (**Solve**), o programa fornece os valores de $T = 99{,}63$°C, $x = 0{,}5$ e $u = 1462$ kJ/kg. Esses valores podem ser verificados utilizando-se dados da Tabela A-3. Note que o texto inserido entre o símbolo // e o final da linha é considerado como comentário. ⬅

O exemplo anterior ilustra uma importante característica do *IT*. Embora o título, x, esteja implícito na lista de argumentos na expressão para o volume específico, não há necessidade de resolver a expressão algebricamente para x. Em lugar dessa resolução algébrica o programa pode calcular x enquanto o número de equações for igual ao número de incógnitas.

Utilizando Programas de Computador em Termodinâmica

Programas de computador, tais como o ***Interactive Thermodynamics: IT*** ou similares, podem ser utilizados como ferramentas de auxílio para o aprendizado da termodinâmica aplicada à engenharia e para a solução de problemas de engenharia. O *IT* é construído em torno de um programa que atua na solução de equações e é aprimorado com dados de propriedades termodinâmicas e outras características valiosas. A partir do *IT* pode-se obter uma solução numérica singular ou variar parâmetros para investigar seus efeitos. Pode-se obter também uma saída gráfica e utilizar qualquer processador de texto do Windows ou planilhas eletrônicas para gerar relatórios. Além disso, funções do *IT* podem ser chamadas a partir do *Excel*, permitindo o uso dessas funções termodinâmicas enquanto se trabalha com o *Excel*. Outras características do *IT* incluem:

- ▶ uma série de telas de ajuda guiada e diversos exemplos resolvidos para ajudar a aprender como usar o programa.
- ▶ dados que podem ser arrastados (*drag-and-drop*) em muitos tipos de problemas padrões, incluindo uma lista de hipóteses que você pode personalizar para o problema.
- ▶ cenários predeterminados para usinas e outras aplicações importantes.
- ▶ dados de propriedades termodinâmicas para a água, os refrigerantes 22 e 134a, a amônia, misturas água-vapor d'água e um número de gases ideais.
- ▶ a capacidade de entrar com dados do usuário.
- ▶ a capacidade de utilizar rotinas do usuário.

Muitas características do *IT* são encontradas no conhecido *Engineering Equation Solver (EES)*. Leitores habituados com o *EES* podem preferir utilizá-lo na solução dos problemas deste livro.

A utilização de programas de computador em análises de engenharia se constitui em uma poderosa ferramenta. Entretanto, algumas regras devem ser observadas:

- ▶ Programas de computador *complementam* e *ampliam* análises cuidadosas, mas não as substituem.
- ▶ Valores obtidos a partir de programas de computador devem ser verificados seletivamente com outros calculados manualmente ou, ainda, de forma alternativa, determinados de forma independente.
- ▶ Gráficos gerados por computador devem ser analisados de forma a verificar se as curvas parecem razoáveis e se exibem as tendências esperadas.

O *IT* também fornece valores de propriedades na região de vapor superaquecido. ➡ **POR EXEMPLO...** considere o vapor superaquecido de amônia no estado 2 do Exemplo 3.1, para o qual $p = 20$ lbf/in² e $T = 77$°F. Selecionando amônia (*Ammonia*) do menu de Propriedades (**Properties**) e escolhendo unidades inglesas no menu de Unidades (**Units**), valores de volume específico, energia interna e entalpia são obtidos a partir do *IT* como se segue:

```
p = 20//lbf/in²
T = 77//°F
v = v_PT("Ammonia",p,T)
u = u_PT("Ammonia",p,T)
h = h_PT("Ammonia",p,T)
```

Pressionando o botão de Resolver (**Solve**), o programa fornece os valores de $v = 16{,}67$ ft³/lb, $u = 593{,}7$ Btu/lb e $h = 655{,}3$ Btu/lb, respectivamente. Esses valores estão de acordo com os valores correspondentes obtidos através de interpolação da Tabela A-15E. ⬅

3.8 Aplicando o Balanço de Energia Usando Propriedades Tabeladas e Programas de Computador

Nos Exemplos 3.3 e 3.4, sistemas fechados submetidos a processos são analisados utilizando o balanço de energia. Em cada caso, esboços dos diagramas p–v e/ou T–v são utilizados em conjunto com as tabelas apropriadas para obter os dados de propriedades necessários. A utilização de diagramas de propriedades e tabelas introduz um nível adicional de complexidade quando comparado com problemas similares do Cap. 2.

Exemplo 3.3 AGITANDO ÁGUA A VOLUME CONSTANTE

Um tanque isolado e rígido com um volume de 10 ft³ (0,28 m³) contém vapor d'água saturado a 212°F (100°C). A água é rapidamente misturada até uma pressão de 20 lbf/in² (137,9 kPa). Determine a temperatura no estado final, em °F, e o trabalho realizado durante o processo, em Btu.

Solução

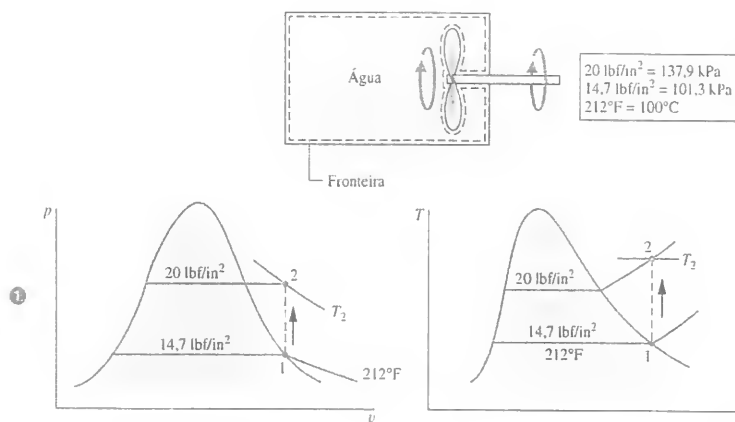
Dado: através de agitação rápida, vapor d'água em um tanque isolado e rígido é levado de um estado de vapor saturado a 212°F a uma pressão de 20 lbf/in².

Pede-se: determine a temperatura no estado final e o trabalho realizado.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E3.3

Modelo de Engenharia:

1. A água constitui um sistema fechado.
2. Os estados inicial e final são estados de equilíbrio. Não ocorrem variações das energias cinética e potencial.
3. Não ocorre transferência de calor para a vizinhança.
4. O volume do tanque permanece constante.

Análise: para determinar o estado final de equilíbrio são necessários os valores de duas propriedades intensivas independentes. Uma delas é a pressão, $p_2 = 20$ lbf/in², e a outra é o volume específico: $v_2 = v_1$. Os volumes específicos inicial e final são iguais, uma vez que a massa total e o volume total permanecem inalterados durante o processo. Os estados final e inicial estão representados nos diagramas T-v e p-v correspondentes.

Da Tabela A-2E, $v_1 = v_g(212°\text{F}) = 26{,}80$ ft³/lb, $u_1 = u_g(212°\text{F}) = 1077{,}6$ Btu/lb. Utilizando $v_2 = v_1$ e interpolando na Tabela A-4E para $p_2 = 20$ lbf/in²

$$T_2 = 445°\text{F}, \qquad u_2 = 1161{,}6 \text{ Btu/lb}$$

A seguir, com as hipóteses 2 e 3 o balanço de energia para o sistema se reduz a

$$\Delta U + \cancelto{0}{\Delta KE} + \cancelto{0}{\Delta PE} = \cancelto{0}{Q} - W$$

Reescrevendo,

$$W = -(U_2 - U_1) = -m(u_2 - u_1)$$

Para avaliar W é necessário avaliar a massa do sistema. Esta pode ser determinada a partir do volume e do volume específico

$$m = \frac{V}{v_1} = \left(\frac{10 \text{ ft}^3}{26{,}8 \text{ ft}^3/\text{lb}}\right) = 0{,}373 \text{ lb}$$

Finalmente, substituindo os valores na expressão para W,

$$W = -(0{,}373 \text{ lb})(1161{,}6 - 1077{,}6) \text{ Btu/lb} = -31{,}3 \text{ Btu}$$

onde o sinal negativo significa que a transferência de energia através de trabalho é realizada para o sistema.

➊ Embora os estados inicial e final sejam de equilíbrio, os estados intermediários não o são. Para enfatizar este aspecto o processo foi indicado nos diagramas T-v e p-v por linhas tracejadas. Linhas cheias em diagramas de propriedades são reservadas a processos que passam somente por estados de equilíbrio (processos de quase-equilíbrio). A análise mostra a importância de se esboçar cuidadosamente os diagramas de propriedades como ferramenta auxiliar na resolução de problemas.

Teste-Relâmpago

Determine a transferência de calor, em Btu, se o isolamento fosse removido do tanque e a água resfriada a volume constante de $T_2 = 445°\text{F}$ (229,4°C) a $T_3 = 300°\text{F}$ (148,9°C).

Resposta: −19,5 Btu

Exemplo 3.4 ANALISANDO DOIS PROCESSOS EM SÉRIE

Água contida em um conjunto cilindro-pistão é submetida a dois processos em série a partir de um estado inicial, onde a pressão é de 10 bar e a temperatura é 400°C.

Processo 1-2: a água é resfriada à medida que é comprimida a uma pressão constante a partir de 10 bar até alcançar o estado de vapor saturado.

Processo 2-3: a água é resfriada a volume constante até 150°C.

(a) Esboce ambos os processos em diagramas T-v e p-v.
(b) Determine o trabalho para o processo global, em kJ/kg.
(c) Determine a quantidade de calor transferida para o processo global, em kJ/kg.

Solução

Dado: água contida em um conjunto cilindro-pistão é submetida a dois processos: é resfriada e comprimida enquanto a pressão é mantida constante, e posteriormente é resfriada a volume constante.

Pede-se: esboce os processos em diagramas T-v e p-v. Determine o trabalho líquido e a quantidade de calor líquida transferida para o processo global por unidade de massa contida no conjunto cilindro-pistão.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

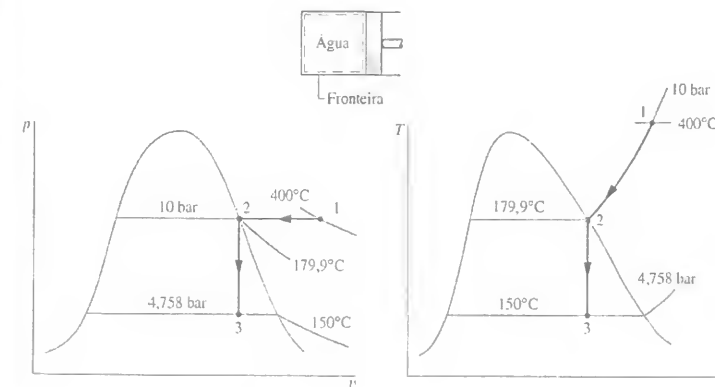



Fig. E3.4

Modelo de Engenharia:

1. A água constitui um sistema fechado.
2. O trabalho relacionado ao movimento do pistão é o único modo de trabalho presente.
3. Não ocorrem variações da energia cinética ou potencial.

Análise:

(a) Os diagramas T–v e p–v correspondentes mostram os dois processos. Uma vez que a temperatura no estado 1, $T_1 = 400°C$, é superior à temperatura de saturação correspondente a $p_1 = 10$ bar 179,9°C, o estado 1 se encontra na região de vapor superaquecido.

(b) Uma vez que o trabalho relacionado ao movimento do pistão é o único presente,

$$W = \int_1^3 p\,dV = \int_1^2 p\,dV + \int_2^3 p\,dV^{\,0}$$

A segunda integral se anula, já que o volume é constante durante o Processo 2-3. Dividindo pela massa e utilizando o fato de que a pressão é constante no Processo 1-2,

$$\frac{W}{m} = p(v_2 - v_1)$$

O volume específico no estado 1 é obtido da Tabela A-4 utilizando $p_1 = 10$ bar e $T_1 = 400°C$: $v_1 = 0{,}3066\ m^3/kg$. Além disso, $u_1 = 2957{,}3$ kJ/kg. O volume específico no estado 2 possui o valor de vapor saturado a 10 bar: $v_2 = 0{,}1944\ m^3/kg$, a partir da Tabela A-3. Então

$$\frac{W}{m} = (10\ \text{bar})(0{,}1944 - 0{,}3066)\left(\frac{m^3}{kg}\right)\left|\frac{10^5\ N/m^2}{1\ \text{bar}}\right|\left|\frac{1\ kJ}{10^3\ N\cdot m}\right|$$
$$= -112{,}2\ kJ/kg$$

O sinal negativo indica que o trabalho é realizado *sobre* o vapor d'água pelo pistão.

(c) O balanço de energia para o processo *global* se reduz a

$$m(u_3 - u_1) = Q - W$$

Rearranjando,

$$\frac{Q}{m} = (u_3 - u_1) + \frac{W}{m}$$

O cálculo da quantidade de calor transferida requer que se saiba o valor de u_3, a energia interna específica no estado 3. Como T_3 é dada e $v_3 = v_2$, duas propriedades intensivas independentes são conhecidas e, em conjunto, determinam o estado 3. Para achar u_3, primeiro resolvemos para o título

$$x_3 = \frac{v_3 - v_{f3}}{v_{g3} - v_{f3}} = \frac{0{,}1944 - 1{,}0905 \times 10^{-3}}{0{,}3928 - 1{,}0905 \times 10^{-3}} = 0{,}494$$

onde v_{f3} e v_{g3} são obtidos da Tabela A-2 a 150°C. Então,

$$u_3 = u_{f3} + x_3(u_{g3} - u_{f3}) = 631{,}68 + 0{,}494(2559{,}5 - 631{,}98)$$
$$= 1583{,}9\ kJ/kg$$

onde u_{f3} e u_{g3} são obtidos da Tabela A-2 a 150°C.

Substituindo os valores no balanço de energia

$$\frac{Q}{m} = 1583{,}9 - 2957{,}3 + (-112{,}2) = -1485{,}6\ kJ/kg$$

O sinal negativo indica que energia é transferida *para fora* do sistema devido à transferência de calor.

Teste-Relâmpago

Considerando que após os dois processos especificados ocorre o Processo 3-4, durante o qual a água passa por um processo de expansão à temperatura constante de 150°C até o estado de vapor saturado, determine o trabalho, em kJ/kg, para o processo *global* de 1 a 4

Resposta: −17,8 kJ/kg

O Exemplo 3.5 apresenta a utilização do *Interactive Thermodynamics: IT* para a solução de problemas. Nesse caso o programa avalia os dados de propriedade, calcula os resultados e os apresenta graficamente. Outros programas similares podem ser usados para a obtenção da solução apresentada.

Exemplo 3.5 REPRESENTANDO GRAFICAMENTE DADOS TERMODINÂMICOS UTILIZANDO PROGRAMAS DE COMPUTADOR

Para o sistema do Exemplo 3.2, represente graficamente a quantidade de calor transferida, em kJ, e a massa de vapor saturado presente, em kg, como função da pressão no estado 2 que varia de 1 a 2 bar. Discuta os resultados.

Solução

Dado: uma mistura bifásica líquido-vapor de água em um reservatório rígido e fechado é aquecida sobre uma placa aquecida. A pressão e o título iniciais e a pressão final são conhecidos. A pressão no estado final varia de 1 a 2 bar.

Pede-se: represente graficamente a quantidade de calor transferida e a massa de vapor saturado presente, ambos em função da pressão no estado final. Discuta.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos: veja a Fig. E3.2

Modelo de Engenharia:

1. Não há trabalho realizado.
2. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.
3. Veja o Exemplo 3.2 para outras hipóteses.

Análise: A quantidade de calor transferida é obtida a partir do balanço de energia. Com as hipóteses 1 e 2, o balanço de energia se reduz a

$$\Delta U + \Delta KE^{\,0} + \Delta PE^{\,0} = Q - W^{\,0}$$

ou

$$Q = m(u_2 - u_1)$$

Selecionando Água/Vapor d'água no menu de Propriedades (**Properties**) e selecionando unidades SI no menu de Unidades (**Units**), o programa *IT* para o cálculo dos dados necessários e a construção dos gráficos fica

```
// Given data—State 1
   p1 = 1//bar
   x1 = 0.5
   V = 0.5//m³
// Evaluate property data—State 1
   v1 = vsat_Px("Water/Steam", p1,x1)
   u1 = usat_Px("Water/Steam", p1,x1)
// Calculate the mass
   m = V/v1
// Fix state 2
   v2 = v1
   p2 = 1.5//bar
// Evaluate property data—State 2
   v2 = vsat_Px("Water/Steam", p2,x2)
   u2 = usat_Px("Water/Steam", p2,x2)
// Calculate the mass of saturated vapor present
   mg2 = x2 * m
// Determine the pressure for which the quality is unity
   v3 = v1
   v3 = vsat_Px( "Water/Steam" ,p3,1)
// Energy balance to determine the heat transfer
   m * (u2 - u1) = Q - W
   W = 0
```

Pressione o botão de Resolver (**Solve**) para obter a solução para $p_2 = 1{,}5$ bar. O programa fornece os valores de $v_1 = 0{,}8475\ m^3/kg$ e $m = 0{,}59$ kg. Além disso, a $p_2 = 1{,}5$ bar, o programa fornece $m_{g2} = 0{,}4311$ kg. Esses valores estão de acordo com aqueles obtidos no Exemplo 3.2.

Uma vez que o código computacional foi verificado, utilize o botão de Exploração (**Explore**) para variar a pressão de 1 a 2 bar em intervalos de 0,1 bar. Em seguida, utilize o botão de Exibir (**Graph**) para construir os gráficos pedidos. Os resultados podem ser vistos na Fig. E3.5.

Podemos concluir do primeiro desses gráficos que a quantidade de calor transferida para a água varia diretamente com a pressão. O gráfico de m_g mostra que a massa de vapor d'água saturado presente também aumenta à medida que a pressão aumenta. Esses resultados estão de acordo com os resultados esperados para o processo.

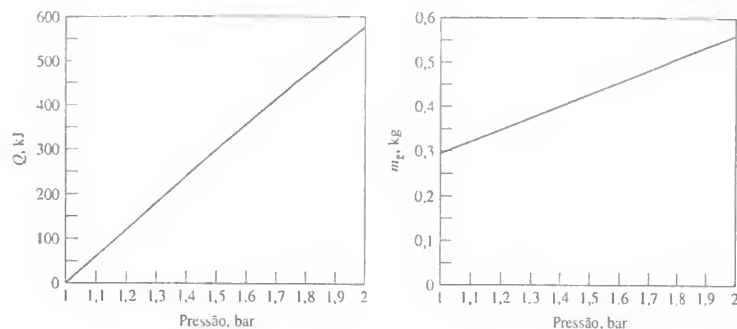
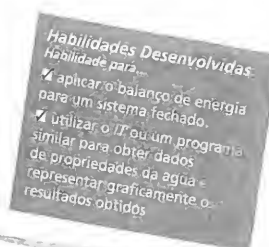



Fig. E3.5

❶ Utilizando o botão de Navegar (**Browse**), a solução computacional indica que a pressão para a qual o título se torna unitário é 2,096 bar. Assim, para pressões variando de 1 a 2 bar todos os estados estão na região bifásica líquido-vapor.

Teste-Relâmpago

Prosseguindo o aquecimento com volume específico constante até um estado onde a pressão é 3 bar, modifique o programa *IT* para obter a temperatura nesse estado, em °C.

Resposta:
```
v4 = v1
p4 = 3 //bar
v4 = v_PT ("Water/Steam", p4, T4)
T4 = 282,4°C
```

3.9 Apresentando os Calores Específicos c_v e c_p

Diversas propriedades relacionadas à energia interna são importantes em termodinâmica. Uma dessas propriedades é a entalpia, apresentada na Seção 3.6.1. Duas outras, conhecidas como *calores específicos*, são consideradas nesta seção. Os calores específicos são particularmente úteis para cálculos termodinâmicos que envolvam o *modelo de gás ideal* a ser apresentado na Seção 3.12.

As propriedades intensivas c_v e c_p são definidas para substâncias simples compressíveis puras em termos de derivadas parciais das funções $u(T, v)$ e $h(T, p)$, respectivamente, como

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \tag{3.8}$$

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \tag{3.9}$$

onde os subscritos v e p representam, respectivamente, as variáveis mantidas fixas durante a diferenciação. Valores de c_v e c_p podem ser obtidos através de mecânica estatística utilizando medições em *espectrômetros*. Eles também podem ser determinados macroscopicamente através de medidas precisas de propriedades. Uma vez que u e h podem ser expressos em base mássica ou em base molar, os valores de calores específicos podem ser expressos de modo semelhante. Em unidades SI tem-se kJ/kg · K ou kJ/kmol · K. Em unidades inglesas tem-se Btu/lb · °R ou Btu/lbmol · °R.

A propriedade k, denominada *razão de calores específicos*, é simplesmente a razão

$$k = \frac{c_p}{c_v} \tag{3.10}$$

calores específicos

As propriedades c_v e c_p são denominadas ***calores específicos*** (ou capacidades térmicas) uma vez que, sob certas *condições especiais*, relacionam a variação de temperatura de um sistema com a quantidade de calor adicionado por transferência de calor. Entretanto, geralmente é preferível pensar em c_v e c_p em termos de suas definições, Eqs. 3.8 e 3.9, e não em termos da limitada interpretação que envolve a transferência de calor.

Em geral, c_v é uma função de v e T (ou p e T) e c_p é uma função de p e T (ou v e T). A Fig. 3.9 apresenta como c_p para vapor d'água varia em função da temperatura e da pressão. As fases de vapor de outras substâncias exibem um comportamento semelhante. Note que a figura fornece a variação de c_p com a temperatura no limite de pressão tendendo a zero. Ao longo desse limite c_p aumenta à medida que a temperatura aumenta, o que é uma característica também apresentada por outros gases. Esses valores de *pressão zero* para c_v e c_p serão novamente mencionados na Seção 3.13.2.

Dados de calores específicos estão disponíveis para gases, líquidos e sólidos de uso comum. Dados para gases são apresentados na Seção 3.13.2 como parte da discussão sobre o modelo de gás ideal. Valores de calor específico para alguns líquidos e sólidos de uso comum são apresentados na Seção 3.10.2 como parte da discussão sobre o modelo de substância incompressível.

3.10 Avaliando Propriedades de Líquidos e Sólidos

Métodos especiais freqüentemente podem ser utilizados para avaliar propriedades de líquidos e sólidos. Esses métodos fornecem aproximações simples, embora precisas, que não requerem levantamentos exatos como as das tabelas de líquido comprimido para a água, Tabelas A-5. Dois desses métodos são apresentados a seguir: aproximações utilizando dados de líquido saturado e o modelo de substância incompressível.

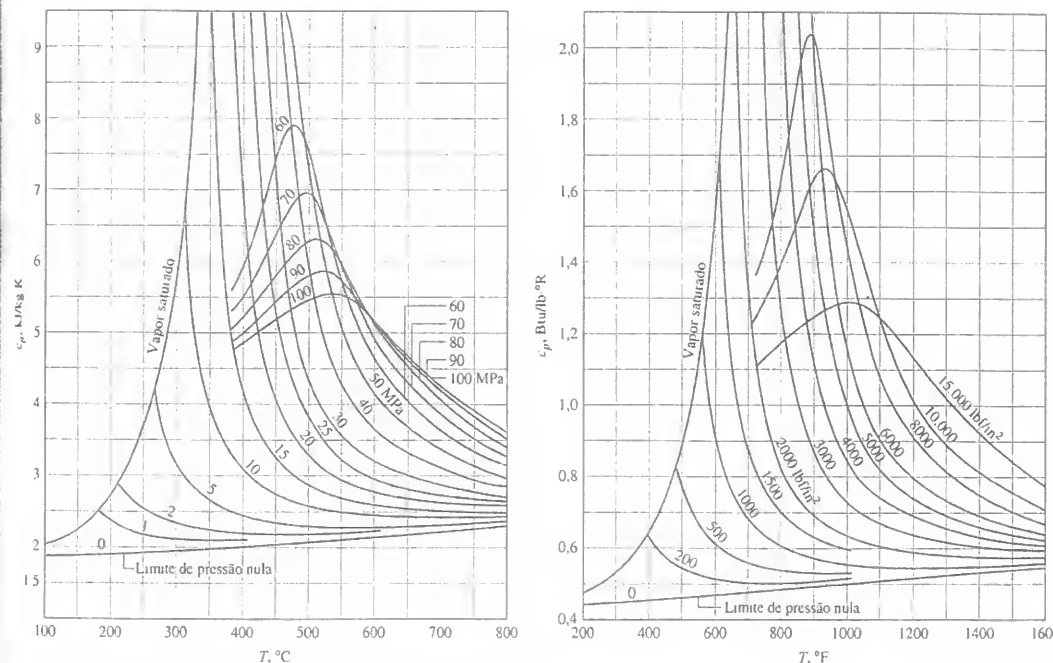
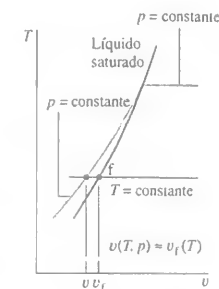



Fig. 3.9 c_p do vapor d'água como função da temperatura e da pressão.

3.10.1 Aproximações para Líquidos Utilizando Dados de Líquido Saturado

Valores aproximados para v, u e h para estados líquidos podem ser obtidos utilizando dados de líquido saturado. Para ilustrar, utilizemos as tabelas de líquido comprimido, Tabelas A-5. Essas tabelas mostram que o volume específico e a energia interna específica variam muito pouco com a pressão *para uma temperatura fixa*. Como os valores de v e u variam apenas levemente à medida que a pressão se altera para uma temperatura fixa, as aproximações a seguir são razoáveis para muitos cálculos de engenharia:

$$v(T, p) \approx v_f(T) \tag{3.11}$$
$$u(T, p) \approx u_f(T) \tag{3.12}$$

Isto é, para líquidos v e u podem ser avaliados no estado de líquido saturado correspondente à temperatura no dado estado.

Um valor aproximado de h para estados de líquido pode ser obtido utilizando as Eqs. 3.11 e 3.12 na definição $h = u + pv$; então

$$h(T, p) \approx u_f(T) + pv_f(T)$$

Essa relação pode ser expressa alternativamente por

$$h(T, p) \approx h_f(T) + \underline{v_f(T)[p - p_{sat}(T)]} \tag{3.13}$$

onde p_{sat} representa a pressão de saturação a uma dada temperatura. O desenvolvimento da expressão é deixado como exercício. Quando a contribuição do termo sublinhado da Eq. 3.13 é pequena, a entalpia específica pode ser aproximada pelo valor do líquido saturado, da mesma forma que para v e u. Isto é,

$$h(T, p) \approx h_f(T) \tag{3.14}$$

Embora as aproximações dadas tenham sido apresentadas em relação à água líquida, elas também fornecem aproximações apropriadas para outras substâncias *quando os únicos dados de líquido disponíveis são para estados de líquido saturado.* No presente texto, dados para líquido comprimido são apresentados somente para água (Tabelas A-5). Note ainda que o *Interactive Thermodynamics*: *IT* não fornece dados de líquido comprimido para *qualquer* substância, mas utiliza as Eqs. 3.11, 3.12 e 3.14 para avaliar, respectivamente, os valores de v, u e h. Quando uma precisão maior que a fornecida pelas aproximações for necessária, outras fontes de dados devem ser consultadas para a obtenção de conjuntos mais completos de propriedades da substância considerada.

3.10.2 Modelo de Substância Incompressível

modelo de substância incompressível

Conforme foi abordado anteriormente, existem regiões onde o volume específico da água líquida pouco varia e que a energia interna específica varia principalmente com a temperatura. O mesmo comportamento geral é apresentado pelas fases líquidas de outras substâncias e por sólidos. As aproximações das Eqs. 3.11 a 3.14 se baseiam nessas observações, assim como o ***modelo de substância incompressível*** aqui considerado.

Para simplificar os cálculos envolvendo líquidos e sólidos geralmente assume-se que o volume específico (massa específica) seja constante e que a energia interna específica varie somente com a temperatura. Uma substância idealizada sob essas hipóteses é denominada *incompressível*.

Uma vez que a energia interna específica de uma substância modelada como incompressível depende somente da temperatura, o calor específico c_v é também uma função exclusiva da temperatura

$$c_v(T) = \frac{du}{dT} \quad \text{(incompressível)} \tag{3.15}$$

Esta expressão utiliza uma derivada ordinária, já que u depende somente de T.

Embora o volume específico seja constante e a energia interna dependa somente da temperatura, a entalpia varia com a pressão e com a temperatura de acordo com

$$h(T, p) = u(T) + pv \quad \text{(incompressível)} \tag{3.16}$$

Para uma substância modelada como incompressível os calores específicos c_v e c_p são iguais. Isso é observado pela derivação da Eq. 3.16 com relação à temperatura, enquanto a pressão é mantida constante para obter

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p = \frac{du}{dT}$$

O lado esquerdo desta expressão corresponde a c_p por definição (Eq. 3.9) e, utilizando a Eq. 3.15 no lado direito, temos

$$c_p = c_v \quad \text{(incompressível)} \tag{3.17}$$

Então, para uma substância incompressível não é necessária a distinção entre c_p e c_v, e ambos podem ser representados pelo mesmo símbolo, c. Os calores específicos de alguns líquidos e sólidos de uso comum são fornecidos, em função da temperatura, nas Tabelas A-19. Ao longo de intervalos limitados de temperatura a variação de c com a temperatura pode ser pequena. Nesses casos, o calor específico c pode ser tratado como constante sem significativa perda de precisão.

Utilizando as Eqs. 3.15 e 3.16 as variações da energia interna específica e da entalpia específica entre dois estados são dadas, respectivamente, por

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c(T)\, dT \quad \text{(incompressível)} \tag{3.18}$$

$$h_2 - h_1 = u_2 - u_1 + v(p_2 - p_1)$$
$$= \int_{T_1}^{T_2} c(T)\, dT + v(p_2 - p_1) \quad \text{(incompressível)} \tag{3.19}$$

Se o calor específico c for tomado como constante, as Eqs. 3.18 e 3.19 se tornam, respectivamente,

$$u_2 - u_1 = c(T_2 - T_1) \tag{3.20a}$$
$$h_2 - h_1 = c(T_2 - T_1) + \underline{v(p_2 - p_1)} \tag{3.20b}$$
(incompressível, c constante)

Na Eq. 3.20*b* o termo sublinhado é geralmente pequeno com relação ao primeiro termo do lado direito, e pode ser desprezado.

O próximo exemplo ilustra o uso do modelo de substância incompressível em uma aplicação envolvendo o calorímetro a volume constante discutido na Seção 2.5.1.

Exemplo 3.6 MEDINDO O VALOR DA CALORIA DO ÓLEO DE COZINHA

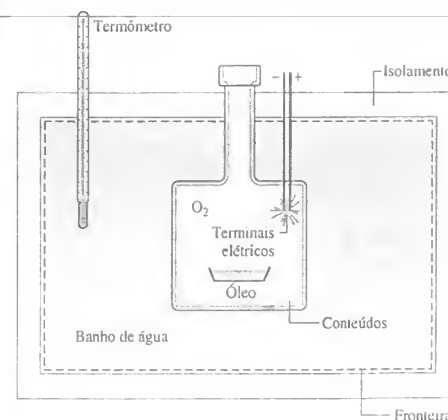
Um décimo de mililitro de óleo de cozinha é colocado na câmara de um calorímetro a volume constante com oxigênio suficiente para que o óleo seja completamente queimado. A câmara se encontra imersa em um banho de água, cuja massa é de 2,15 kg. Para atingir o objetivo desta análise as partes de metal do aparato são modeladas como equivalentes a um adicional de 0,5 kg de água. O calorímetro é perfeitamente isolado, e inicialmente está a 25°C. O óleo é inflamado eletricamente. Quando o equilíbrio é novamente alcançado a temperatura é de 25,3°C. Determine a variação da energia interna dos conteúdos da câmara em kcal por ml de óleo de cozinha e em kcal por colher de sopa de óleo de cozinha.

Solução

Dado: são fornecidos os dados relativos a um calorímetro a volume constante que testa óleo de cozinha para obter seu valor calórico.

Pede-se: determine a variação da energia interna dos conteúdos da câmara do calorímetro.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E3.6

Modelo de Engenharia:

1. O sistema fechado está ilustrado pela linha pontilhada na figura correspondente.
2. O volume total permanece constante, inclusive a câmara, o banho e a quantidade de água utilizada como modelo para as partes metálicas.
3. A água é modelada como fluido incompressível com calor específico constante c.
4. A transferência de calor relativa à vizinhança é desprezível, e não há variações com relação à energia cinética ou potencial.

Análise: com as hipóteses listadas, o balanço de energia do sistema fechado fica

$$\Delta U + \cancelto{0}{\Delta KE} + \cancelto{0}{\Delta PE} = \cancelto{0}{Q} - \cancelto{0}{W}$$

ou

$$(\Delta U)_{conteúdos} + (\Delta U)_{água} = 0$$

desse modo

$$(\Delta U)_{conteúdos} = -(\Delta U)_{água} \quad (a)$$

A variação da energia interna dos conteúdos é igual e oposta à variação da energia interna da água.

Como a água é modelada como incompressível, a Eq. 3.20*a* é utilizada para analisar o lado direito da Eq. (a), fornecendo

❶❷

$$(\Delta U)_{conteúdos} = -m_a c_a (T_2 - T_1) \quad (b)$$

Com m_a = 2,15 kg + 0,5 kg = 2,65 kg, $(T_2 - T_1)$ = 0,3 K, e c_a = 4,18 kJ/kg · K da Tabela A-19, a Eq. (b) fornece

$$(\Delta U)_{conteúdos} = -(2{,}65\ \text{kg})(4{,}18\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K})(0{,}3\ \text{K}) = -3{,}32\ \text{kJ}$$

Convertendo para kcal e expressando o resultado por milímetro de óleo utilizando o volume de óleo, de 0,1 ml, obtemos

$$\frac{(\Delta U)_{conteúdos}}{V_{óleo}} = \frac{-3{,}32\ \text{kJ}}{0{,}1\ \text{mL}} \left| \frac{1\ \text{kcal}}{4{,}1868\ \text{kJ}} \right| = -7{,}9\ \text{kcal/mL}$$

O valor da caloria do óleo de cozinha é da magnitude de 7,9 kcal/ml. Os rótulos dos recipientes com óleo de cozinha usualmente fornecem o valor da caloria considerando o tamanho de uma colher de sopa (15 ml). Utilizando o valor calculado, obtemos 119 kcal por colher de sopa.

❶ A variação da energia interna da água pode ser obtida de forma alternativa utilizando a Eq. 3.12, juntamente com os dados relativos à energia interna para um líquido saturado obtidos da Tabela A-2.

❷ A variação da energia interna dos conteúdos da câmara não pode ser avaliada utilizando calor específico, porque os calores específicos são definidos (Seção 3.9) apenas para substâncias *puras* — ou seja, substâncias que possuem composição invariável.

Teste-Relâmpago

Utilizando a Eq. 3.12 juntamente com os dados relativos à energia interna para um líquido saturado obtidos da Tabela A-2, obtenha a variação da energia interna da água, em kJ, e compare com os valores obtidos admitindo que a água é incompressível.

Resposta: 3,32 kJ

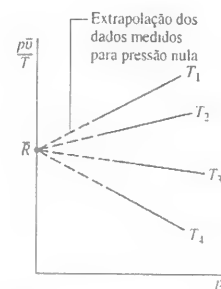



Fig. 3.10 Esboço de $p\bar{v}/T$ em função da pressão para um gás considerando diferentes valores de temperatura.

3.11 Diagrama Generalizado de Compressibilidade

O objetivo da presente seção é o de obter uma melhor compreensão das relações entre pressão, volume específico e temperatura para gases. Isso é importante não somente como uma base para análises envolvendo gases, mas também para discussões da segunda parte deste capítulo, onde o *modelo de gás ideal* é apresentado. A presente discussão é conduzida em termos do *fator de compressibilidade*, e começa pela introdução da *constante universal dos gases*.

3.11.1 Constante Universal dos Gases, $\bar{R}$

Considere um gás confinado em um cilindro por um pistão e o conjunto mantido a uma temperatura constante. O pistão pode ser movimentado para diversas posições, de forma que uma série de estados de equilíbrio pode ser visitada a uma temperatura constante. Suponha que a pressão e o volume específico sejam medidos em cada estado e o valor da razão $p\bar{v}/T$ ($\bar{v}$ é o volume por mol) seja determinado. Essas razões podem ser colocadas em uma forma gráfica em função da pressão para uma temperatura constante. Os resultados para diversas temperaturas são esboçados na Fig. 3.10. Quando as razões são extrapoladas para o valor de pressão nula *exatamente o mesmo valor-limite é obtido* para cada curva. Isto é,

$$\lim_{p \to 0} \frac{p\bar{v}}{T} = \bar{R} \quad (3.21)$$

onde $\bar{R}$ representa o limite comum para todas as temperaturas. Se esse procedimento fosse repetido para outros gases veríamos em todos os casos que o limite da razão $p\bar{v}/T$, à medida que p tende a zero para uma temperatura fixa, é o mesmo e é denominado $\bar{R}$. Como o mesmo valor-limite é apresentado para todos os gases, $\bar{R}$ é denominada **constante universal dos gases**. O seu valor obtido experimentalmente é

constante universal dos gases

$$\bar{R} = \begin{cases} 8{,}314\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K} \\ 1{,}986\ \text{Btu/lbmol} \cdot °\text{R} \\ 1545\ \text{ft} \cdot \text{lbf/lbmol} \cdot °\text{R} \end{cases} \quad (3.22)$$

Tendo apresentado a constante universal dos gases, analisa-se a seguir o fator de compressibilidade.

3.11.2 Fator de Compressibilidade, Z

A razão adimensional $p\bar{v}/\bar{R}T$ é denominada ***fator de compressibilidade***, e é representada por Z. Isto é,

fator de compressibilidade

$$Z = \frac{p\bar{v}}{\bar{R}T} \quad (3.23)$$

Como mostrado em cálculos a serem apresentados, quando valores de p, $\bar{v}$, $\bar{R}$ e T são utilizados em unidades consistentes Z é adimensional.

Com $\bar{v} = Mv$ (Eq. 1.9), onde M representa o peso atômico ou molecular, o fator de compressibilidade pode ser expresso de modo alternativo como

$$Z = \frac{pv}{RT} \quad (3.24)$$

onde

$$R = \frac{\bar{R}}{M} \quad (3.25)$$

R é uma constante para um gás particular cujo peso molecular é M. Alternativamente, as unidades para R são kJ/kg · K, Btu/lb · °R e ft · lbf/lb · °R. A Tabela 3.1 fornece uma amostra de valores da constante R para alguns gases, calculada a partir da Eq. 3.25.

A Eq. 3.21 pode ser expressa em termos do fator de compressibilidade como

$$\lim_{p \to 0} Z = 1 \quad (3.26)$$

Isto é, o fator de compressibilidade Z tende a ser unitário à medida que a pressão tende a zero para uma temperatura fixa. Isso pode ser ilustrado observando-se a Fig. 3.11, que mostra Z para o hidrogênio como função da pressão para diferentes temperaturas. Em geral, nos estados de um gás em que a pressão é pequena com relação à pressão crítica Z é aproximadamente 1.

3.11.3 Dados Generalizados de Compressibilidade, Diagrama Z

A Fig. 3.11 apresenta o fator de compressibilidade para o hidrogênio em função da pressão para um dado valor de temperatura. Diagramas semelhantes podem ser construídos para outros gases. Quando esses diagramas são estudados observa-se uma semelhança *qualitativa* entre eles. Um estudo mais profundo mostra que quando as coordenadas são apropriadamente modificadas, curvas para diferentes gases quase coincidem quando representadas graficamente nos mesmos eixos coordenados em conjunto. Dessa forma, uma semelhança *quantitativa* pode ser alcançada. Esse fato é denominado *princípio de estados correspondentes*. Nesse tipo de abordagem o fator de compressibilidade

Tabela 3.1

Valores da constante R do gás para Elementos e Compostos Selecionados

Substância	Fórmula Química	R (kJ/kg · K)	R (Btu/lb · °R)
Água	H_2O	0,4614	0,11021
Amônia	NH_3	0,4882	0,11662
Ar	—	0,2870	0,06855
Argônio	Ar	0,2082	0,04972
Dióxido de carbono	CO_2	0,1889	0,04513
Hélio	He	2,0769	0,49613
Hidrogênio	H_2	4,1240	0,98512
Metano	CH_4	0,5183	0,12382
Monóxido de carbono	CO	0,2968	0,07090
Nitrogênio	N_2	0,2968	0,07090
Oxigênio	O_2	0,2598	0,06206

Fonte: os valores de R são calculados em termos da constante universal dos gases $\bar{R}$ = 8,314 kJ/kmol · K = 1,986 Btu/lbmol · °R e do peso molecular M obtido da Tabela A-1 utilizando $R = \bar{R}/M$ (Eq. 3.25)

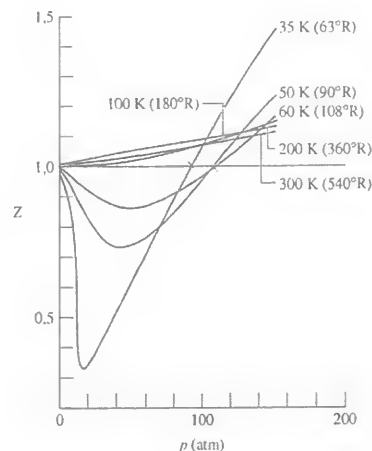



Fig. 3.11 Variação do fator de compressibilidade com a pressão a temperatura constante para o hidrogênio.

pressão e temperatura reduzidas

Z é representado graficamente como função da ***pressão reduzida*** p_R e da ***temperatura reduzida*** T_R, adimensionais definidas como

$$p_R = p/p_c \tag{3.27}$$

$$T_R = T/T_c \tag{3.28}$$

diagrama generalizado de compressibilidade

onde p_c e T_c representam a pressão e a temperatura crítica, respectivamente. Isso resulta em um ***diagrama generalizado de compressibilidade*** da forma $Z = f(p_R, T_R)$. A Fig. 3.12 mostra dados experimentais para 10 diferentes gases em um diagrama desse tipo. As linhas cheias, que correspondem a isotermas reduzidas, representam as melhores curvas ajustadas aos dados.

Um diagrama generalizado mais apropriado que o da Fig. 3.12 para a resolução de problemas é apresentado no Apêndice como as Figs. A-1, A-2 e A-3. Na Fig. A-1 p_R varia de 0 a 1,0; na Fig. A-2 p_R varia de 0 a 10,0; e na Fig. A-3 p_R varia de 10,0 a 40,0. Para qualquer temperatura o desvio entre os dados medidos e aqueles do diagrama generalizado aumenta com a pressão. Entretanto, para os 30 gases utilizados no desenvolvimento do diagrama o desvio é *no máximo* da ordem de 5%, e para a maioria dos intervalos muito é inferior a este valor.[1] A partir das Figs. A-1 e A-2 pode-se ver que o valor de Z tende à unidade para todas as temperaturas à medida que a pressão tende a zero, o que está de acordo com a Eq. 3.26. A Fig. A-3 mostra que Z também se aproxima de um valor unitário para todas as pressões em temperaturas elevadas.

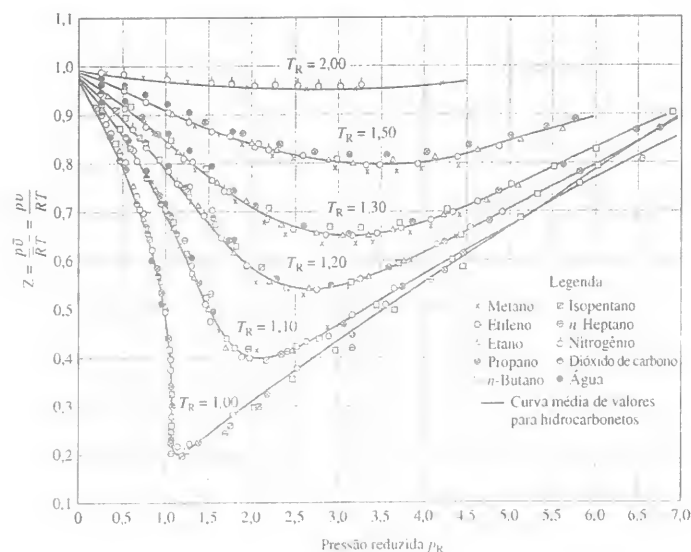



Fig. 3.12 Diagrama generalizado de compressibilidade para vários gases.

volume específico pseudo-reduzido

Valores de volume específico são incluídos no diagrama generalizado de compressibilidade através da variável v'_R, denominada ***volume específico pseudo-reduzido*** e definida por

$$v'_R = \frac{\bar{v}}{\bar{R}T_c/p_c} \tag{3.29}$$

Para propósitos de correlações, o volume específico pseudo-reduzido se mostra mais apropriado que o volume específico *reduzido* $v_R = \bar{v}/\bar{v}_c$, onde $\bar{v}_c$ é o volume específico crítico. A partir da pressão e da temperatura críticas de uma substância de interesse, o diagrama generalizado pode ser utilizado com diversos pares das variáveis T_R, p_R e v'_R: (T_R, p_R), (p_R, v'_R) ou (T_R, v'_R). As Tabelas A-1 listam as constantes críticas para diversas substâncias.

O mérito do diagrama generalizado para a avaliação de p, v e T para gases está relacionado à simplicidade em conjunto com a precisão. Entretanto, o diagrama generalizado de compressibilidade não deve ser utilizado como um substituto para os dados p–v–T de uma substância fornecidos por uma tabela ou programa de computador. O diagrama é útil principalmente para a obtenção de estimativas razoáveis na ausência de dados mais precisos.

O exemplo a seguir fornece uma ilustração do uso do diagrama generalizado de compressibilidade.

Exemplo 3.7 UTILIZANDO O DIAGRAMA GENERALIZADO DE COMPRESSIBILIDADE

Um tanque rígido e fechado, repleto de vapor d'água, inicialmente a 20 MPa, 520°C, é resfriado até que sua temperatura atinja 400°C. Utilizando o diagrama de compressibilidade, determine

(a) o volume específico do vapor d'água em m³/kg no estado inicial.
(b) a pressão em MPa no estado final.

Compare os resultados dos itens (a) e (b) com os valores obtidos das tabelas de vapor superaquecido, Tabela A-4.

Solução

Dado: vapor d'água é resfriado a volume constante de 20 MPa, 520°C a 400°C.

Pede-se: utilize o diagrama de compressibilidade e as tabelas de vapor superaquecido para determinar o volume específico e a pressão final e compare os resultados.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

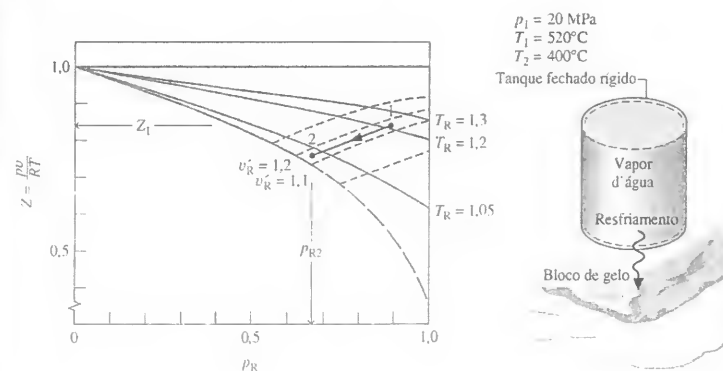



Fig. E3.7

Modelo de Engenharia:

1. O vapor d'água constitui um sistema fechado.
2. Os estados inicial e final estão em equilíbrio.
3. O volume é constante.

[1] Para determinar Z acima de T_R igual a 5 para o hidrogênio, o hélio e para o neon, a temperatura e a pressão reduzidas devem ser calculadas utilizando-se $T_R = T/(T_c + 8)$ e $p_R = p/(p_c + 8)$ com as temperaturas em K e as pressões em atm.

Análise:

(a) Da Tabela A-1, T_c = 647,3 K e p_c = 22,09 MPa para a água. Então,

$$T_{R1} = \frac{793}{647,3} = 1,23, \qquad p_{R1} = \frac{20}{22,09} = 0,91$$

Com esses valores para a temperatura reduzida e a pressão reduzida o valor de Z obtido da Fig. A-1 é aproximadamente 0,83. Um vez que $Z = pv/RT$, o volume específico no estado 1 pode ser determinado do seguinte modo:

$$v_1 = Z_1 \frac{RT_1}{p_1} = 0,83 \frac{\bar{R}T_1}{Mp_1}$$

$$= 0,83 \left(\frac{8314 \dfrac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}}{18,02 \dfrac{\text{kg}}{\text{kmol}}} \right) \left(\frac{793 \text{ K}}{20 \times 10^6 \dfrac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right) = 0,0152 \text{ m}^3/\text{kg}$$

O peso molecular da água é obtido da Tabela A-1.

De acordo com a Tabela A-4, o volume especifico no estado inicial é 0,01551 m³/kg. Esse valor concorda com o valor obtido com o diagrama de compressibilidade, como esperado.

(b) Uma vez que a massa e o volume permanecem constantes, o vapor d'água é resfriado a volume específico constante e, dessa forma, a v'_R constante. Utilizando o valor de volume específico determinado no item (a), o valor constante de v'_R é

$$v'_R = \frac{vp_c}{RT_c} = \frac{\left(0,0152 \dfrac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)\left(22,09 \times 10^6 \dfrac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)}{\left(\dfrac{8314}{18,02} \dfrac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)(647,3 \text{ K})} = 1,12$$

No estado 2

$$T_{R2} = \frac{673}{647,3} = 1,04$$

Localizando o ponto no diagrama de compressibilidade onde v'_R = 1,12 e T_R = 1,04, o valor correspondente de p_R se encontra em torno de 0,69. Assim,

$$p_2 = p_c(p_{R2}) = (22,09 \text{ MPa})(0,69) = 15,24 \text{ MPa}$$

Interpolando nas tabelas de vapor superaquecido obtém-se p_2 = 15,16 MPa. Como antes, o valor obtido a partir do diagrama de compressibilidade se encontra em boa concordância com o valor tabelado.

---

① A temperatura *absoluta* e a pressão *absoluta* devem ser utilizadas na determinação do fator de compressibilidade Z, da temperatura reduzida T_R e da pressão reduzida p_R.

② Uma vez que Z é adimensional, valores de p, v, R e T devem ser utilizados em unidades compatíveis.

Habilidades Desenvolvidas

[illegible]

Teste-Relâmpago

Utilizando o diagrama de compressibilidade, determine o volume específico, em m³/kg, para o vapor d'água a 14 MPa, 440°C. Compare com o valor da tabela de vapor.

Resposta: 0,0195 m³/kg

3.11.4 Equações de Estado

Considerando as curvas das Figs. 3.11 e 3.12, é razoável pensar que a variação do fator de compressibilidade com a pressão e a temperatura para gases pode ser expressa como uma equação, pelo menos para alguns intervalos de p e T. Duas expressões que contemplam uma base teórica podem ser escritas. Uma fornece o fator de compressibilidade como uma expansão em série infinita em termos da pressão:

$$Z = 1 + \hat{B}(T)p + \hat{C}(T)p^2 + \hat{D}(T)p^3 + \cdots \tag{3.30}$$

onde os coeficientes $\hat{B}, \hat{C}, \hat{D}, \ldots$ dependem somente da temperatura. As reticências na Eq. 3.30 representam termos de ordem superior. A outra expressão é uma série inteiramente análoga à Eq. 3.30, mas expressa em termos de $1/\bar{v}$ em vez de p

$$Z = 1 + \frac{B(T)}{\bar{v}} + \frac{C(T)}{\bar{v}^2} + \frac{D(T)}{\bar{v}^3} + \tag{3.31}$$

As Eqs. 3.29 e 3.30 são conhecidas como ***equações viriais de estado***, e os coeficientes $\hat{B}, \hat{C}, \hat{D}, \ldots$ e B, C, D,... são denominados *coeficientes viriais*. A palavra *virial* origina-se da palavra latina para força. No presente uso está relacionada com interações de força entre moléculas.

equações viriais de estado

As expansões viriais podem ser derivadas por métodos da mecânica estatística, e pode-se atribuir sentido físico aos coeficientes: $B/\bar{v}$ está relacionado a interações entre duas moléculas, $C/\bar{v}^2$ está relacionado a interações entre três moléculas, etc. Em princípio, os coeficientes viriais podem ser calculados pelo uso de expressões da mecânica estatística derivada da consideração dos campos de forças ao redor das moléculas de um gás. Os coeficientes viriais também podem ser determinados a partir de dados p–v–T experimentais. As expansões viriais são utilizadas na Seção 11.1 como ponto de partida para a continuação dos estudos de representações analíticas das relações p–v–T de gases conhecidas genericamente como *equações de estado*.

As expansões viriais e o significado físico atribuído aos termos que compõem as expansões podem ser utilizados para explicar a natureza do comportamento-limite de um gás à medida que a pressão tende a zero para uma dada temperatura. Da Eq. 3.30 pode ser visto que se a pressão decresce a uma temperatura constante os termos $\hat{B}p$, $\hat{C}p^2$, etc. que consideram as diversas interações moleculares tendem a ser reduzidos, sugerindo que as forças de interação se tornam mais fracas sob essas circunstâncias. No limite da pressão tendendo a zero esses termos se anulam, e a equação se reduz a $Z = 1$, o que se encontra de acordo com a Eq. 3.26. De forma semelhante, como o volume aumenta à medida que a pressão diminui para uma temperatura fixa os termos $B/\bar{v}$, $C/\bar{v}^2$, etc. da Eq. 3.31 também se anulam no limite, levando a $Z = 1$ quando as forças de interação entre as moléculas não são mais significativas.

Avaliando Propriedades com o Uso do Modelo de Gás Ideal

3.12 Apresentando o Modelo de Gás Ideal

Nesta seção é apresentado o modelo de gás ideal. Esse modelo tem muitas aplicações na prática de engenharia, e é freqüentemente utilizado nas seções que se seguem após este texto.

3.12.1 A Equação de Estado de Gás Ideal

Conforme foi discutido na Seção 3.11, o estudo do diagrama generalizado de compressibilidade, tal como a Fig. A-2, mostra que para os estados onde a pressão p é pequena em relação à pressão crítica p_c (baixa p_R) e/ou a temperatura T é elevada em relação à temperatura crítica T_c (elevada T_R) o fator de compressibilidade, $Z = pv/RT$, é próximo de 1. Nesses estados, podemos admitir com uma precisão aceitável que $Z = 1$, ou

$$pv = RT \tag{3.32}$$

A segunda parte deste capítulo, fundamentada no modelo de gás ideal, está vinculada à Eq. 3.32, que é conhecida como a ***equação de estado de gás ideal***.

equação de estado de gás ideal

Formas alternativas da mesma relação básica entre pressão, volume específico e temperatura são obtidas como se segue. Com $v = V/m$, a Eq. 3.32 pode ser expressa como

$$pV = mRT \tag{3.33}$$

Além disso, uma vez que $v = \bar{v}/M$ e $R = \bar{R}/M$, Eqs. 1.9 e 3.25, respectivamente, onde M é o peso molecular, a Eq. 3.32 pode ser expressa como

$$p\bar{v} = \bar{R}T \tag{3.34}$$

ou, com $\bar{v} = V/n$, como

$$pV = n\bar{R}T \tag{3.35}$$

3.12.2 Modelo de Gás Ideal

Para qualquer gás cuja equação de estado seja dada *exatamente* por $pv = RT$ a energia interna específica depende *somente* da temperatura. Essa conclusão é demonstrada formalmente na Seção 11.4. Observações experimentais também suportam essa conclusão, iniciando com o trabalho de Joule,

que mostrou, em 1843, que a energia interna do ar em baixa massa específica depende basicamente da temperatura. Uma motivação adicional, a partir de um ponto de vista microscópico, será fornecida em breve. A entalpia específica de um gás descrito por $pv = RT$ também depende somente da temperatura, como pode ser mostrado pela combinação da definição de entalpia, $h = u + pv$, com $u = u(T)$, e a equação de estado de gás ideal para obter $h = u(T) + RT$. Tomadas em conjunto, essas especificações constituem o ***modelo de gás ideal***, que é resumido a seguir

modelo de gás ideal

$$pv = RT \tag{3.32}$$

$$u = u(T) \tag{3.36}$$

$$h = h(T) = u(T) + RT \tag{3.37}$$

> *Tome Nota...*
>
> **Para o desenvolvimento das soluções de muitos exemplos a seguir e problemas de final de capítulo envolvendo ar, oxigênio (O_2), nitrogênio (N_2), dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), hidrogênio (H_2) e outros gases comuns é indicado no enunciado do problema que o modelo de gás ideal deve ser utilizado. Se essa informação não estiver explicitamente indicada, a aplicabilidade do modelo de gás ideal deve ser verificada utilizando o diagrama Z ou outros dados.**

A energia interna específica e a entalpia de gases geralmente dependem de duas propriedades independentes — e não somente da temperatura, como estabelecido pelo modelo de gás ideal. Além disso, a equação de estados dos gases perfeitos não fornece uma aproximação aceitável para todos os estados. Conseqüentemente, a utilização do modelo de gás ideal depende do erro aceitável para um dado cálculo. Não obstante, gases geralmente se *aproximam* do comportamento de gás ideal, e uma descrição particularmente simplificada é obtida com o modelo de gás ideal.

Para verificar se um gás pode ser modelado como um gás ideal, estados de interesse podem ser localizados em um diagrama de compressibilidade de forma a determinar o desvio em relação à condição de $Z = 1$. Como mostrado em discussões posteriores, outros dados de propriedades em forma de gráficos ou tabelas podem também ser utilizados na determinação da aplicabilidade do modelo de gás ideal

O próximo exemplo ilustra a utilização da equação de estado de gás ideal e reforça o uso dos diagramas de propriedades para localizar os principais estados durante processos.

Exemplo 3.8 AR COMO UM GÁS IDEAL SUBMETIDO A UM CICLO

Uma libra (0,45 kg) de ar em um conjunto cilindro-pistão é submetida a um ciclo termodinâmico que consiste em três processos.

Processo 1-2: volume específico constante

Processo 2-3: expansão à temperatura constante

Processo 3-1: compressão à pressão constante

No estado 1 a temperatura é de 540°R (26,8°C) e a pressão é 1 atm. No estado 2, a pressão é de 2 atm. Empregando a equação de estado de gás ideal,

(a) esboce o ciclo em coordenadas p–v.
(b) determine a temperatura no estado 2, em °R.
(c) determine o volume específico no estado 3, em ft³/lb.

Solução

Dado: ar é submetido a um ciclo termodinâmico composto por três processos: Processo 1-2, v = *constante*; Processo 2-3, T = *constante*; Processo 3-1, p = *constante*. São fornecidos valores para T_1, p_1 e p_2.

Pede-se: esboce o ciclo em coordenadas p–v e determine T_2 e v_3.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

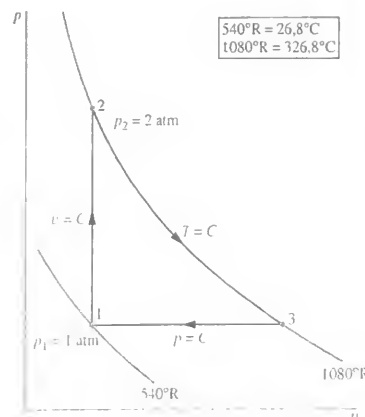



Fig. E3.8

Modelo de Engenharia:

1. O ar constitui um sistema fechado.
2. ❶ O ar se comporta como um gás ideal.
3. O trabalho relacionado à variação de volume é o único modo de trabalho.

Análise:

(a) O ciclo é ilustrado em coordenadas p–v na figura correspondente. Observe que como $p = RT/v$ e a temperatura é constante, a variação de p com v para o processo de 2 para 3 é não-linear.

(b) Utilizando $pv = RT$, a temperatura no estado 2 é

$$T_2 = p_2 v_2 / R$$

Para obter o volume específico v_2 necessário nesta relação, note que $v_2 = v_1$, assim

❷
$$v_2 = RT_1/p_1$$

Combinando esses dois resultados, temos

$$T_2 = \frac{p_2}{p_1}T_1 = \left(\frac{2 \text{ atm}}{1 \text{ atm}}\right)(540°\text{R}) = 1080°\text{R}$$

(c) Uma vez que $pv = RT$, o volume específico no estado 3 é

$$v_3 = RT_3/p_3$$

Observando que $T_3 = T_2$, $p_3 = p_1$ e $R = \bar{R}/M$

$$v_3 = \frac{\bar{R}T_2}{Mp_1}$$

$$= \left(\frac{1545 \frac{\text{ft} \cdot \text{lbf}}{\text{lbmol} \cdot °\text{R}}}{28{,}97 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}}\right) \frac{(1080°\text{R})}{(14{,}7 \text{ lbf/in}^2)} \left|\frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ in}^2}\right|$$

$$= 27{,}2 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

onde o peso molecular do ar é obtido da Tabela A-1E.

❶ A Tabela A-1E fornece $p_c = 37{,}2$ atm, $T_c = 239°$R para o ar. Então, $p_{R2} = 0{,}054$, $T_{R2} = 4{,}52$. De acordo com a Fig. A-1, o valor do fator de compressibilidade para esse estado é $Z \approx 1$. A mesma conclusão resulta quando os estados 1 e 3 são verificados. Dessa forma, $pv = RT$ descreve de modo adequado a relação p–v–T do ar para esses estados.

❷ Note cuidadosamente que a equação de estado $pv = RT$ requer a utilização da temperatura *absoluta* T e da pressão *absoluta* p.

Teste-Relâmpago

O ciclo ilustrado na Fig. E3.8 é um ciclo de potência ou um ciclo de refrigeração? Explique.

Resposta: Um ciclo de potência. O trabalho líquido é positivo, conforme representado pela área 1-2-3-1.

3.12.3 Interpretação Microscópica

Uma idéia da dependência da energia interna dos gases com respeito à temperatura para baixos valores de massa específica pode ser obtida a partir da discussão sobre as equações viriais da Seção 3.11. À medida que $p \to 0$ ($v \to \infty$), as forças de interação entre as moléculas de um gás se tornam mais fracas e as expansões viriais se aproximam, no limite, de $Z = 1$. O estudo de gases sob o ponto de vista microscópico mostra que a dependência da energia interna do gás em relação à pressão, ou volume específico, para uma dada temperatura aparece basicamente devido a interações moleculares. Conseqüentemente, à medida que a massa específica de um gás diminui à temperatura constante atinge-se uma situação em que os efeitos das forças intermoleculares se tornam mínimos. A energia interna é então determinada principalmente pela temperatura. Do ponto de vista microscópico o modelo de gás ideal é constituído de várias idealizações: o gás é composto de moléculas que se encontram em movimento randômico e obedecem às leis da mecânica; o número total de moléculas é elevado, entretanto o volume de moléculas corresponde a uma fração desprezível do volume ocupado pelo gás; e não existem forças apreciáveis agindo nas moléculas, exceto durante colisões. Uma discussão adicional sobre o gás ideal com abordagem microscópica é apresentada na Seção 3.13.2

3.13 Energia Interna, Entalpia e Calores Específicos de Gases Ideais

3.13.1 Relações Δu, Δh, c_v e c_p

Para um gás que obedeça ao modelo de gás ideal, a energia interna específica depende somente da temperatura. Assim, o calor específico c_v, definido pela Eq. 3.8, é também uma função somente da temperatura. Isto é,

$$c_v(T) = \frac{du}{dT} \quad \text{(gás ideal)} \tag{3.38}$$

Essa expressão apresenta uma derivada ordinária, já que u depende apenas de T.

Separando variáveis na Eq. 3.38

$$du = c_v(T)\,dT \tag{3.39}$$

Através de integração, a variação da energia interna específica fica

$$u(T_2) - u(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)\,dT \quad \text{(gás ideal)} \tag{3.40}$$

De forma similar, para um gás que se comporta de acordo com o modelo de gás ideal a entalpia específica depende apenas da temperatura, e então o calor específico c_p, definido pela Eq. 3.9, é também uma função exclusiva da temperatura. Isto é,

$$c_p(T) = \frac{dh}{dT} \quad \text{(gás ideal)} \tag{3.41}$$

Separando variáveis na Eq. 3.41

$$dh = c_p(T)\,dT \tag{3.42}$$

Através de integração, a variação da entalpia específica fica

$$h(T_2) - h(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)\,dT \quad \text{(gás ideal)} \tag{3.43}$$

Uma relação importante entre os calores específicos de um gás ideal pode ser desenvolvida pela diferenciação da Eq. 3.37 em relação à temperatura

$$\frac{dh}{dT} = \frac{du}{dT} + R$$

e, introduzindo as Eqs. 3.38 e 3.41, obtemos

$$c_p(T) = c_v(T) + R \quad \text{(gás ideal)} \tag{3.44}$$

Em base molar, essa relação pode ser escrita como

$$\bar{c}_p(T) = \bar{c}_v(T) + \bar{R} \quad \text{(gás ideal)} \tag{3.45}$$

Embora cada um dos dois calores específicos de um gás ideal seja função da temperatura, as Eqs. 3.44 e 3.45 mostram que esses calores específicos diferem somente por uma constante: a constante do gás. O conhecimento de qualquer um dos calores específicos de um gás particular permite que o outro seja calculado utilizando-se apenas a constante do gás. As equações citadas também mostram que $c_p > c_v$ e $\bar{c}_p > \bar{c}_v$, respectivamente.

Para um gás ideal, a razão de calores específicos, k, é também uma função somente da temperatura

$$k = \frac{c_p(T)}{c_v(T)} \quad \text{(gás ideal)} \tag{3.46}$$

Uma vez que $c_p > c_v$, conclui-se que $k > 1$. A combinação das Eqs. 3.44 e 3.46 resulta em

$$c_p(T) = \frac{kR}{k-1} \tag{3.47a}$$

(gás ideal)

$$c_v(T) = \frac{R}{k-1} \tag{3.47b}$$

Novos horizontes

A concentração de dióxido de carbono na atmosfera é atualmente mais de 30% maior do que nos tempos pré-industriais. Grande parte desse aumento se deve à queima de carvão, óleo e gás natural. Aumentam as evidências de que o excesso de CO_2 na atmosfera contribui para o aquecimento global e para as mudanças climáticas. Há um entendimento crescente de que medidas deveriam ser tomadas para reduzir o CO_2 emitido para a atmosfera.

A redução das emissões de CO_2 pode ser alcançada pelo uso de fontes renováveis de energia, como o vento e o sol, de combustíveis mais eficientes e pela mudança para combustíveis de baixo teor de carbono. Reduções significativas requerem medidas adicionais, incluindo a captura e o armazenamento (*seqüestro*) do dióxido de carbono. Isso envolveria a remoção do CO_2 dos gases de exaustão de usinas, refinarias de óleo e gás e outras fontes industriais, seguida pelo armazenamento do CO_2 capturado. Alguns propõem o armazenamento em reservatórios esgotados de gás e óleo, jazidas de carvão, aqüíferos profundos de água salgada e outras estruturas geológicas. O armazenamento em oceanos, inclusive a injeção de CO_2 a grandes profundidades a partir de estações *off-shore* de bombeamento, é uma outra opção, dizem alguns.

O desenvolvimento da tecnologia de captura e armazenamento de CO_2 enfrenta importantes barreiras, incluindo a incerteza com relação a quanto tempo o gás injetado permanecerá armazenado e aos possíveis impactos ambientais colaterais quando importantes quantidades de CO_2 forem armazenadas na natureza. Outro desafio corresponde ao desenvolvimento de tecnologias efetivas para a remoção de CO_2 de correntes de gás. As despesas relacionadas aos combustíveis fósseis e aos fundos necessários para a captura de CO_2, o transporte para o local de armazenagem e o próprio armazenamento são provavelmente significativas. Contudo, pelo menos em cerca de duas dúzias de locais de testes nacionais os pesquisadores estão estudando a viabilidade da captura e do armazenamento de CO_2.

Expressões similares podem ser escritas para os calores específicos em uma base molar, com R sendo substituído por $\bar{R}$.

3.13.2 Utilizando Funções Relativas ao Calor Específico

As expressões precedentes requerem que os calores específicos dos gases ideais sejam funções da temperatura. Essas funções estão disponíveis para gases de interesse prático, em diversas formas, tais como gráficos, tabelas e equações. A Fig. 3.13 apresenta a variação de $\bar{c}_p$ (base molar) com a temperatura para alguns gases de uso comum. Para o intervalo de temperatura mostrado $\bar{c}_p$ aumenta com a temperatura para todos os gases, com exceção dos gases monoatômicos Ar, Ne e He. Para esses, $\bar{c}_p$ é aproximadamente constante e igual ao valor previsto pela teoria cinética dos gases: $\bar{c}_p = \frac{5}{2}\bar{R}$. Dados tabelados de calores específicos para alguns gases selecionados são apresentados como função da temperatura nas Tabelas A-20. Calores específicos também estão disponíveis em

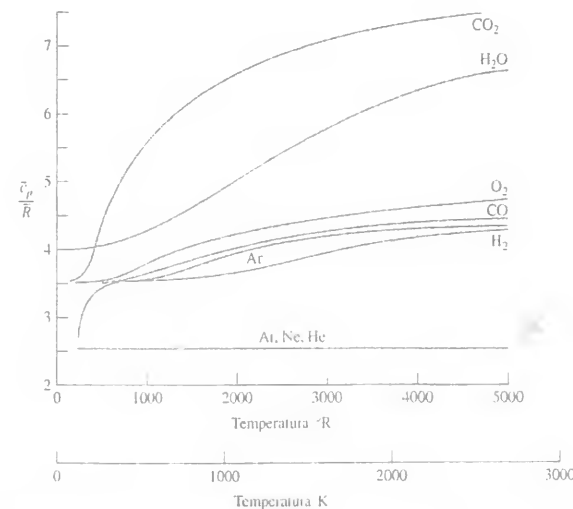



Fig. 3.13 Variação de $\bar{c}_p/\bar{R}$ com a temperatura para alguns gases utilizando o modelo de gás ideal.

forma de equação. Diversas formas alternativas dessas equações podem ser encontradas na literatura da engenharia. Uma equação que é de integração relativamente fácil é a de forma polinomial dada por

$$\frac{\bar{c}_p}{\bar{R}} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4 \qquad (3.48)$$

Valores das constantes α, β, γ, δ e ε são listados na Tabela A-21 para vários gases considerando o intervalo de temperatura de 300 a 1000 K (540 a 1800°R).

➡ **POR EXEMPLO...** para ilustrar o uso da Eq. 3.48, avaliemos a variação da entalpia específica, em kJ/kg, do ar, modelado como gás ideal, a partir de um estado onde T_1 = 400 K a um estado onde T_2 = 900 K. Substituindo a expressão para $\bar{c}_p(T)$ dada pela Eq 3.48 na Eq. 3.43 e integrando em relação à temperatura, temos

$$h_2 - h_1 = \frac{\bar{R}}{M}\int_{T_1}^{T_2} (\alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4)\, dT$$

$$= \frac{\bar{R}}{M}\left[\alpha(T_2 - T_1) + \frac{\beta}{2}(T_2^2 - T_1^2) + \frac{\gamma}{3}(T_2^3 - T_1^3) + \frac{\delta}{4}(T_2^4 - T_1^4) + \frac{\varepsilon}{5}(T_2^5 - T_1^5)\right]$$

onde o peso molecular M foi utilizado de forma a obter o resultado em uma base mássica unitária. Com os valores das constantes da Tabela A-21

$$h_2 - h_1 = \frac{8{,}314}{28{,}97}\left\{3{,}653(900 - 400) - \frac{1{,}337}{2(10)^3}[(900)^2 - (400)^2] + \frac{3{,}294}{3(10)^6}[(900)^3 - (400)^3] - \frac{1{,}913}{4(10)^9}[(900)^4 - (400)^4] + \frac{0{,}2763}{5(10)^{12}}[(900)^5 - (400)^5]\right\} = 531{,}69 \text{ kJ/kg}$$ ⬅

As funções dos calores específicos $c_v(T)$ e $c_p(T)$ também estão disponíveis no *IT: Interactive Thermodynamics*, no menu de Propriedades (**Properties**). Essas funções podem ser integradas utilizando a função integral do programa para calcular Δu e Δh, respectivamente. ➡ **POR EXEMPLO...** Refaremos o exemplo anterior utilizando o *IT*. Para o ar, o código *IT* é

```
cp = cp_T ("Air",T)
delh = Integral(cp, T)
```

Pressionando o botão de Resolver (Solve) e variando T de 400 K a 900 K, a variação da entalpia específica é Δh = 531,7 kJ/kg delh, o que concorda de forma precisa com o valor obtido através da integração da função do calor específico da Tabela A-21, conforme ilustrado anteriormente. ⬅

A fonte de dados de calores específicos de gases ideais é experimental. Os calores específicos podem ser determinados macroscopicamente a partir de cuidadosas medidas de propriedades. No limite, à medida que a pressão tende a zero as propriedades de um gás tendem a coincidir com as de seu modelo de gás ideal. Então, calores específicos determinados macroscopicamente de um gás quando extrapolados para baixas pressões podem ser chamados tanto de calores específicos à *pressão zero* quanto de calores específicos de *gás ideal*. Embora calores específicos à pressão zero possam ser obtidos pela extrapolação de dados experimentais macroscopicamente determinados, esse procedimento hoje em dia é raramente efetuado. Isso se deve ao fato de que os calores específicos de gases perfeitos podem ser prontamente calculados com expressões da mecânica estatística utilizando dados *espectrais*, que podem ser obtidos experimentalmente com precisão. A determinação de calores específicos de gases perfeitos é uma das importantes áreas em que a *abordagem microscópica* contribui significativamente para as aplicações da termodinâmica.

3.14 Aplicando o Balanço de Energia Utilizando Tabelas de Gás Ideal, Calores Específicos Constantes e Programas de Computador

Embora variações da entalpia específica e da energia interna específica possam ser determinadas pela integração das expressões de calores específicos, como já foi mostrado na Seção 3.13, tais cálculos são mais facilmente conduzidos utilizando-se procedimentos considerados na presente seção. Esses procedimentos são ilustrados nas aplicações do balanço de energia para um sistema fechado.

3.14.1 Utilizando Tabelas de Gás Ideal

Para alguns gases comumente encontrados o cálculo das variações da energia interna e da entalpia específicas é facilitado pelo uso das *tabelas de gás ideal*, Tabelas A-22 e A-23, que fornecem u e h (ou $\bar{u}$ e $\bar{h}$) em função da temperatura.

Para obter entalpia em função da temperatura escrevemos a Eq. 3.43 como

$$h(T) = \int_{T_{ref}}^{T} c_p(T)\, dT + h(T_{ref})$$

onde T_{ref} corresponde a uma temperatura de referência arbitrária e $h(T_{ref})$ a um valor arbitrário de entalpia para a temperatura de referência. As Tabelas A-22 e A-23 são baseadas na escolha de h = 0 em T_{ref} = 0 K. Dessa forma, a tabela de valores de entalpia em função da temperatura é desenvolvida através da integral[2]

$$h(T) = \int_{0}^{T} c_p(T)\, dT \qquad (3.49)$$

Os valores tabelados de energia interna em função da temperatura são obtidos dos valores tabelados de entalpia através de $u = h - RT$.

Para o ar considerado como gás ideal h e u são dados pela Tabela A-22, com unidades de kJ/kg, e pela Tabela A-22E em unidades de Btu/lb. Valores de entalpia $\bar{h}$ e energia interna $\bar{u}$ específicas molares para diversos gases comumente encontrados, assumidos como gases ideais, são dados na Tabela A-23 em unidades de kJ/kmol ou Btu/lbmol. Outras propriedades, que não a energia interna e a entalpia específicas, presentes nessas tabelas são apresentadas no Cap. 6 e devem ser ignoradas no momento. As Tabelas A-22 e A-23 são convenientes para cálculos envolvendo gases ideais não apenas pelo fato de a variação dos calores específicos com a temperatura ser considerada automaticamente, mas também porque as tabelas são de uso fácil.

O próximo exemplo ilustra o uso das tabelas de gás ideal, juntamente com o balanço de energia para um sistema fechado.

Exemplo 3.9 UTILIZANDO O BALANÇO DE ENERGIA E AS TABELAS DE GÁS IDEAL

Um conjunto cilindro-pistão contém 2 lb (0,91 kg) de ar a uma temperatura de 540°R (26,8°C) e a uma pressão de 1 atm. O ar é comprimido até um estado onde a temperatura é 840°R (193,5°C) e a pressão é 6 atm. Durante a compressão uma quantidade de calor igual a 20 Btu (21,1 kJ) é transferida do ar para a vizinhança. Utilizando o modelo de gás ideal para o ar, determine o trabalho realizado durante o processo, em Btu.

Solução

Dado: duas libras de ar são comprimidas entre dois estados especificados enquanto uma determinada quantidade de calor é transferida do ar.

Pede-se: determine o trabalho, em Btu.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

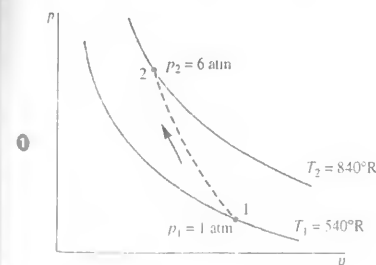



Fig. E3.9

Modelo de Engenharia:

1. O ar constitui um sistema fechado.
2. Os estados inicial e final são estados de equilíbrio. Não ocorrem variações da energia cinética ou potencial.
3. O ar se comporta como um gás ideal.

[2] A expressão simples para a variação de calor específico dada pela Eq. 3.48 é válida apenas para um intervalo limitado de temperatura. Dessa forma, valores tabelados de entalpia são calculados a partir da Eq. 3.49 utilizando expressões que permitam que a integral seja avaliada com precisão em intervalos mais amplos de temperatura.

Análise: um balanço de energia para o sistema fechado é

$$\cancelto{0}{\Delta KE} + \cancelto{0}{\Delta PE} + \Delta U = Q - W$$

onde os termos de energia cinética e potencial se anulam de acordo com a hipótese 2. Resolvendo para W

$$W = Q - \Delta U = Q - m(u_2 - u_1)$$

A partir do enunciado do problema, $Q = -20$ Btu. Além disso, da Tabela A-22E a $T_1 = 540°R$, $u_1 = 92{,}04$ Btu/lb e a $T_2 = 840°R$, $u_2 = 143{,}98$ Btu/lb. Desse modo

$$W = -20 \text{ Btu} - (2 \text{ lb})(143{,}98 - 92{,}04) \text{ Btu/lb} = -123{,}9 \text{ Btu}$$

O sinal negativo indica que o trabalho é realizado sobre o sistema nesse processo.

1. Embora os estados inicial e final sejam considerados como estados de equilíbrio, os estados intermediários não são necessariamente estados de equilíbrio, de forma que o processo foi representado no diagrama p–v por uma linha tracejada. Essa linha tracejada não define uma "trajetória" para o processo.
2. A Tabela A-1E fornece $p_c = 37{,}2$ atm, $T_c = 239°R$ para o ar. Dessa forma, no estado 1 $p_{R1} = 0{,}03$, $T_{R1} = 2{,}26$ e, no estado 2, $p_{R2} = 0{,}16$, $T_{R2} = 3{,}51$. Consultando a Fig. A-1 pode-se concluir que para esses estados $Z \approx 1$, como admitido para a solução.
3. Em princípio, o trabalho poderia ser calculado através de $\int p\, dV$, mas por se desconhecer a variação de pressão na face do pistão com o volume a integração não pode ser realizada sem mais informações.

Teste-Relâmpago

Substituindo o ar por dióxido de carbono, porém mantendo inalterados todos os outros dados do problema, calcule o trabalho, em Btu.

Resposta: $-125{,}1$ Btu

3.14.2 Utilizando Calores Específicos Constantes

Quando calores específicos são tomados como constantes as Eqs. 3.40 e 3.43 são reduzidas, respectivamente, a

$$u(T_2) - u(T_1) = c_v(T_2 - T_1) \qquad (3.50)$$

$$h(T_2) - h(T_1) = c_p(T_2 - T_1) \qquad (3.51)$$

As Eqs. 3.50 e 3.51 são geralmente utilizadas em análises termodinâmicas envolvendo gases ideais, uma vez que permitem o desenvolvimento de equações simples e fechadas para vários processos.

Os valores constantes de c_v e c_p nas Eqs. 3.50 e 3.51 são, estritamente falando, valores médios calculados como

$$c_v = \frac{\int_{T_1}^{T_2} c_v(T)\, dT}{T_2 - T_1}, \qquad c_p = \frac{\int_{T_1}^{T_2} c_p(T)\, dT}{T_2 - T_1}$$

Entretanto, quando a variação de c_v ou c_p ao longo de um dado intervalo de temperatura não é significativa é pequeno o erro cometido ao se tomar o calor específico requerido pela Eq. 3.50 ou 3.51 como a média aritmética dos valores de calor específico avaliados nas temperaturas-limite. Alternativamente, o calor específico avaliado na temperatura média do intervalo pode ser utilizado. Esses métodos são particularmente convenientes quando dados tabelados de calor específico estão disponíveis, como nas Tabelas A-20, e, dessa forma, o calor específico *constante* pode ser geralmente determinado por inspeção.

➥ **POR EXEMPLO...** admitindo que o calor específico c_v é uma constante e utilizando a Eq. 3.50, a expressão para o trabalho na solução do Exemplo 3.9 é dada por

$$W = Q - mc_v(T_2 - T_1)$$

Determinando c_v na temperatura média, 690°R (230°F), a Tabela A-20E fornece $c_v = 0{,}173$ Btu/lb · °R. Inserindo esse valor para c_v junto com outros dados do Exemplo 3.9, tem-se

$$W = -20 \text{ Btu} - (2 \text{ lb})\left(0{,}173 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot °\text{R}}\right)(840 - 540)°\text{R}$$
$$= -123{,}8 \text{ Btu}$$

o que concorda de forma precisa com a resposta obtida no Exemplo 3.9, utilizando os dados da Tabela A-22E. ◄

O exemplo a seguir ilustra a utilização de balanços de energia em sistemas fechados, em conjunto com o modelo de gás ideal e a hipótese de calores específicos constantes.

Exemplo 3.10 UTILIZANDO O BALANÇO DE ENERGIA E CALORES ESPECÍFICOS CONSTANTES

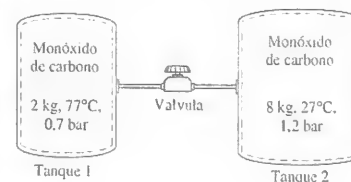
Dois tanques são conectados por uma válvula. Um tanque contém 2 kg de monóxido de carbono gasoso a 77°C e 0,7 bar. O outro tanque contém 8 kg do mesmo gás a 27°C e 1,2 bar. A válvula é aberta, permitindo a mistura dos gases enquanto energia sob a forma de calor é absorvida a partir da vizinhança. A temperatura final de equilíbrio é 42°C. Utilizando o modelo de gás ideal com c_v constante, determine (a) a pressão final de equilíbrio, em bar; (b) a quantidade de calor trocado durante o processo, em kJ.

Solução

Dado: dois tanques contendo diferentes quantidades de monóxido de carbono gasoso, inicialmente em diferentes estados, estão conectados por uma válvula. A válvula é aberta, permitindo a mistura do gás enquanto uma determinada quantidade de energia é absorvida por transferência de calor. A temperatura final de equilíbrio é conhecida.

Pede-se: determine a pressão final e a quantidade de calor transferida durante o processo.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E3.10

Modelo de Engenharia:

1. A totalidade do monóxido de carbono gasoso constitui um sistema fechado.
2. O gás é modelado como um gás ideal com c_v constante.
3. O gás inicialmente em cada tanque está em equilíbrio. O estado final é um estado de equilíbrio.
4. Não ocorre transferência de energia para ou do gás por trabalho.
5. Não ocorrem variações da energia cinética ou potencial.

Análise:

(a) A pressão final de equilíbrio p_f pode ser determinada a partir da equação de estado de gás ideal

$$p_f = \frac{mRT_f}{V}$$

onde m é a soma das quantidades iniciais presentes no interior dos dois tanques, V é o volume total dos dois tanques e T_f é a temperatura final de equilíbrio. Então

$$p_f = \frac{(m_1 + m_2)RT_f}{V_1 + V_2}$$

Representando a temperatura e a pressão iniciais do tanque 1 como T_1 e p_1, respectivamente, $V_1 = m_1RT_1/p_1$. De forma similar, se a temperatura e a pressão iniciais no tanque 2 são representadas por T_2 e p_2, $V_2 = m_2RT_2/p_2$. Então, a pressão final é

$$p_f = \frac{(m_1 + m_2)RT_f}{\left(\frac{m_1RT_1}{p_1}\right) + \left(\frac{m_2RT_2}{p_2}\right)} = \frac{(m_1 + m_2)T_f}{\left(\frac{m_1T_1}{p_1}\right) + \left(\frac{m_2T_2}{p_2}\right)}$$

Inserindo valores

$$p_f = \frac{(10 \text{ kg})(315 \text{ K})}{\frac{(2 \text{ kg})(350 \text{ K})}{0{,}7 \text{ bar}} + \frac{(8 \text{ kg})(300 \text{ K})}{1{,}2 \text{ bar}}} = 1{,}05 \text{ bar}$$

(b) A quantidade de calor trocado pode ser encontrada a partir do balanço de energia, que com as hipóteses 4 e 5 se reduz a

$$\Delta U = Q - \cancelto{0}{W}$$

ou

$$Q = U_f - U_i$$

U_i é a energia interna inicial, dada por

$$U_i = m_1 u(T_1) + m_2 u(T_2)$$

onde T_1 e T_2 são as temperaturas iniciais do CO nos tanques 1 e 2, respectivamente. A energia interna final é U_f

$$U_f = (m_1 + m_2)u(T_f)$$

Introduzindo essas expressões para a energia interna, o balanço de energia se torna

$$Q = m_1[u(T_f) - u(T_1)] + m_2[u(T_f) - u(T_2)]$$

Uma vez que o calor específico c_v é constante (hipótese 2)

$$Q = m_1 c_v(T_f - T_1) + m_2 c_v(T_f - T_2)$$

Avaliando c_v como a média dos valores listados na Tabela A-20 para 300 K e 350 K, c_v = 0,745 kJ/kg · K. Então

$$Q = (2\text{ kg})\left(0{,}745\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(315\text{ K} - 350\text{ K}) + (8\text{ kg})\left(0{,}745\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(315\text{ K} - 300\text{ K}) = +37{,}25\text{ kJ}$$

O sinal positivo indica que a transferência de calor ocorre para o sistema.

Utilizando o diagrama generalizado de compressibilidade pode-se verificar que a equação de estado de gás ideal é apropriada para o CO nesse intervalo de temperatura e pressão. Como o calor específico c_v do CO varia pouco no intervalo de temperatura de 300 a 350 K (Tabela A-20), ele pode ser tratado como constante com uma precisão aceitável.

Teste-Relâmpago

Avalie Q utilizando valores de energia interna específica obtidos da Tabela A-23 para o CO. Compare com o resultado utilizando c_v constante.

Resposta: 36,99 kJ

3.14.3 Utilizando Programas de Computador

O *Interactive Thermodynamics: IT* também fornece valores de entalpia e de energia interna específicas para uma vasta gama de gases modelados como gases ideais. Consideremos o uso do *IT* inicialmente para o ar e, em seguida, para outros gases.

AR. Para o ar, o *IT* utiliza o mesmo estado e o mesmo valor de referência que a Tabela A-22, e os valores fornecidos pelo *IT* apresentam uma boa concordância com os dados tabelados. ➡ **POR EXEMPLO...** consideremos o uso do *IT* para avaliar a variação da entalpia específica do ar de um estado onde T_1 = 400 K para um estado onde T_2 = 900 K. Selecionando Ar (*Air*) no menu de Propriedades (**Properties**), o código a seguir seria utilizado pelo *IT* para determinar Δh (delh), em kJ/kg

```
h1 = h_T("Air",T1)
h2 = h_T("Air",T2)
T1 = 400//K
T2 = 900//K
delh = h2 - h1
```

Escolhendo-se K como unidade de temperatura e kg para a massa no menu de Unidades (**Units**), os resultados fornecidos pelo *IT* são h_1 = 400,8, h_2 = 932,5 e Δh = 531,7 kJ/kg, respectivamente. Esses valores apresentam uma boa concordância com os obtidos pela Tabela A-22: h_1 = 400,98, h_2 = 932,93 e Δh = 531,95 kJ/kg. ⬅

OUTROS GASES. O *IT* também fornece valores para cada um dos gases presentes na Tabela A-23. Para esses gases os valores de energia interna $\bar{u}$ e entalpia $\bar{h}$ específicas fornecidos pelo *IT* são determinados em relação a um *estado de referência padrão* que difere do empregado na Tabela A-23. Isso habilita o *IT* para o uso em aplicações envolvendo combustão; veja a Seção 13.2.1 para uma discussão adicional. Em conseqüência, os valores de $\bar{u}$ e $\bar{h}$ fornecidos pelo *IT* para os gases da Tabela A-23 são diferentes dos obtidos diretamente da tabela. Entretanto, a variação de propriedades entre dois estados permanece a mesma, uma vez que os valores de referência se cancelam quando a variação é calculada.

➡ **POR EXEMPLO...** utilizemos o *IT* para avaliar a variação da entalpia específica, em kJ/kmol, para o dióxido de carbono (CO_2) considerado como gás ideal de um estado onde T_1 = 300 K para um estado onde T_2 = 500 K. Selecionando CO_2 no menu de Propriedades (**Properties**), o código a seguir seria empregado pelo *IT*:

```
h1 = h_T("CO2",T1)
h2 = h_T("CO2",T2)
T1 = 300//K
T2 = 500//K
delh = h2 - h1
```

Escolhendo-se K como unidade de temperatura e moles no menu de Unidades (**Units**), os resultados fornecidos pelo *IT* são $\bar{h}_1 = -3{,}935 \times 10^5$, $\bar{h}_2 = -3{,}852 \times 10^5$ e $\Delta\bar{h}$ = 8238 kJ/kmol, respectivamente. Os elevados valores negativos para $\bar{h}_1$ e $\bar{h}_2$ são conseqüência dos estados e valores de referência utilizados pelo *IT* para o CO_2. Embora esses valores de entalpia específica nos estados 1 e 2 sejam diferentes dos valores correspondentes que constam na Tabela A-23: $\bar{h}_1$ = 9431 e $\bar{h}_2$ = 17.678, que fornece $\Delta\bar{h}$ = 8247 kJ/kmol, a *variação* da entalpia específica avaliada a partir de ambos os conjuntos de dados apresenta uma boa concordância. ⬅

O exemplo a seguir ilustra o uso de programas de computador para a resolução de problemas utilizando o modelo de gás ideal. Os resultados obtidos são comparados com outros, determinados a partir da hipótese de que o calor específico $\bar{c}_v$ é constante.

Exemplo 3.11 UTILIZANDO O BALANÇO DE ENERGIA E CÓDIGO COMPUTACIONAL

Um kmol de dióxido de carbono gasoso (CO_2) contido em um conjunto cilindro-pistão é submetido a um processo a pressão constante de 1 bar a partir de T_1 = 300 K a T_2. Represente graficamente a transferência de calor para o gás, em kJ, em função de T_2 quando este varia de 300 a 1500 K. Admita o modelo de gás ideal e determine a variação da energia interna específica do gás utilizando

(a) $\bar{u}$ obtido a partir do *IT*.
(b) $\bar{c}_v$ constante avaliado em T_1 obtido a partir do *IT*.

Solução

Dado: um kmol de CO_2 é submetido a um processo a pressão constante em um conjunto cilindro-pistão. A temperatura inicial, T_1, e a pressão são conhecidas.

Pede-se: represente graficamente a quantidade de calor trocado como função da temperatura final, T_2. Utilize o modelo de gás ideal e avalie $\Delta\bar{u}$ utilizando (a) dados de $\bar{u}$ a partir do *IT*, (b) $\bar{c}_v$ constante avaliado a T_1 obtido a partir do *IT*.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Dióxido de carbono

T_1 = 300 K
n = 1 kmol
p = 1 bar

Fig. E3.11(a)

Modelo de Engenharia:

1. O dióxido de carbono constitui um sistema fechado.
2. O processo ocorre a pressão constante.
3. O dióxido de carbono se comporta como um gás ideal.
4. Os efeitos das energias cinética ou potencial são desprezíveis.

Análise: o calor trocado é calculado utilizando o balanço de energia para um sistema fechado, que se reduz a

$$U_2 - U_1 = Q - W$$

Utilizando a Eq. 2.17 para pressão constante (hipótese 2)

$$W = p(V_2 - V_1) = pn(\bar{v}_2 - \bar{v}_1)$$

Então, com $\Delta U = n(\bar{u}_2 - \bar{u}_1)$ o balanço de energia se torna

$$n(\bar{u}_2 - \bar{u}_1) = Q - pn(\bar{v}_2 - \bar{v}_1)$$

Resolvendo para Q

❶ $$Q = n[(\bar{u}_2 - \bar{u}_1) + p(\bar{v}_2 - \bar{v}_1)]$$

Com $p\bar{v} = \bar{R}T$ obtém-se

$$Q = n[(\bar{u}_2 - \bar{u}_1) + \bar{R}(T_2 - T_1)]$$

O objetivo é o de representar graficamente Q em função de T_2 para cada um dos seguintes casos: **(a)** valores de $\bar{u}_1$ e $\bar{u}_2$ a T_1 e T_2, respectivamente, como fornecido pelo *IT*, **(b)** Eq. 3.50 utilizada em uma base molar, na forma

$$\bar{u}_2 - \bar{u}_1 = \bar{c}_v(T_2 - T_1)$$

onde o valor de $\bar{c}_v$ é calculado a T_1 utilizando o *IT*

O código *IT* é apresentado a seguir, onde Rbar representa $\bar{R}$, cvb representa $\bar{c}_v$ e ubar1 e ubar2 representam $\bar{u}_1$ e $\bar{u}_2$, respectivamente

```
// Using the Units menu, select "mole" for the substance amount.
//Given Data
T1 = 300//K
T2 = 1500//K
n = 1//kmol
Rbar = 8.314//kJ/kmol · K

// (a) Obtain molar specific internal energy data using IT.
ubar1 = u_T ( "CO2", T1)
ubar2 = u_T ( "CO2", T2)
Qa = n*(ubar2 - ubar1) + n*Rbar*(T2 - T1)

// (b) Use Eq. 3.50 with cv evaluated at T1.
cvb = cv_T ( "CO2", T1)
Qb = n*cvb*(T2 - T1) + n*Rbar*(T2 - T1)
```

Utilize o botão de Resolver (**Solve**) para obter a solução para o caso-exemplo de $T_2 = 1500$ K Para o item (a), o programa fornece $Q_a = 6.16 \times 10^4$ kJ. A solução pode ser verificada utilizando os dados para CO_2 da Tabela A-23, como se segue:

$$\begin{aligned} Q_a &= n[(\bar{u}_2 - \bar{u}_1) + \bar{R}(T_2 - T_1)] \\ &= (1 \text{ kmol})[(58.606 - 6939)\text{kJ/kmol} + (8,314 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K})(1500 - 300)\text{K}] \\ &= 61.644 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Então, o resultado obtido utilizando os dados para CO_2 da Tabela A-23 apresenta boa concordância com a solução obtida utilizando o código computacional para o caso-exemplo Para o item (b), o *IT* fornece $\bar{c}_v = 28,95$ kJ/kmol · K a T_1, fornecendo $Q_b = 4,472 \times 10^4$ kJ quando $T_2 = 1500$ K. Esse valor está de acordo com o resultado obtido utilizando o calor específico c_v a 300 K da Tabela A-20, como pode ser verificado.

Uma vez que o código computacional tenha sido verificado, utilize o botão de Exploração (**Explore**) para fazer variar T_2 de 300 a 1500 K em intervalos de 10. Construa o gráfico a seguir utilizando o botão de Exibir (**Graph**):

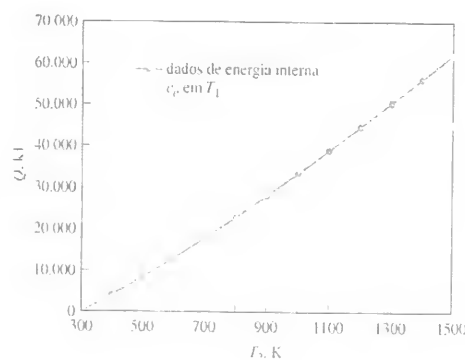



Fig. E3.11(b)

Como esperado, observa-se que a transferência de calor cresce à medida que a temperatura final aumenta. A partir dos gráficos observamos também que a utilização de valores constantes de $\bar{c}_v$ avaliados a T_1 para cálculo de $\Delta\bar{u}$ e, em consequência, de Q pode conduzir a um erro considerável quando comparado com a utilização de dados de $\bar{u}$ A comparação das duas soluções é favorável até aproximadamente 500 K, mas elas apresentam uma diferença de aproximadamente 27% quando o aquecimento leva a temperaturas de 1500 K.

➊ Alternativamente, essa expressão para Q pode ser escrita como

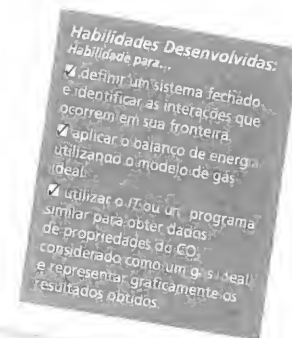
$$Q = n[(\bar{u}_2 + p\bar{v}_2) - (\bar{u}_1 + p\bar{v}_1)]$$

Utilizando $\bar{h} = \bar{u} + p\bar{v}$, a expressão para Q se torna

$$Q = n(\bar{h}_2 - \bar{h}_1)$$

Teste-Relâmpago

Repita o item (b) utilizando $\bar{c}_v$ avaliado em $T_{méd} = (T_1 + T_2)/2$. Que abordagem concorda melhor com os resultados do item (a): a análise com $\bar{c}_v$ a T_1 ou a $T_{méd}$?

Resposta: A análise com $\bar{c}_v$ a $T_{méd}$

3.15 Relações de Processos Politrópicos

Um *processo politrópico* é um processo de quase-equilíbrio (Seção 2.2.5) descrito por

$$pV^n = constante \tag{3.52}$$

ou, em termos de volume específico, por $pv^n = constante$ Nessas expressões n é uma constante.

Para um processo politrópico entre dois estados

$$p_1V_1^n = p_2V_2^n$$

ou

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n \tag{3.53}$$

O expoente n pode assumir qualquer valor de $-\infty$ a $+\infty$, dependendo do processo particular. Quando $n = 0$, o processo é denominado isobárico (pressão constante), e quando n $\pm\infty$ o processo é denominado isométrico (volume constante).

Para um processo politrópico

$$\int_1^2 p\,dV = \frac{p_2V_2 - p_1V_1}{1 - n} \quad (n \neq 1) \tag{3.54}$$

para qualquer valor do expoente n com exceção de $n = 1$ Para $n = 1$,

$$\int_1^2 p\,dV = p_1V_1 \ln\frac{V_2}{V_1} \quad (n = 1) \tag{3.55}$$

O Exemplo 2.1 fornece detalhes dessas integrações.

As Eqs. 3.52 a 3.55 se aplicam a *qualquer* gás (ou líquido) que sofre um processo politrópico. Quando a idealização *adicional* de comportamento de gás ideal é apropriada outras relações podem ser obtidas. Dessa forma, quando a equação de estado de gás ideal é introduzida nas Eqs. 3 53, 3.54 e 3.55 as expressões a seguir são, respectivamente, obtidas:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1} \quad \text{(gás ideal)} \tag{3.56}$$

$$\int_1^2 p\,dV = \frac{mR(T_2 - T_1)}{1 - n} \quad \text{(gás ideal, } n \neq 1) \tag{3.57}$$

$$\int_1^2 p\,dV = mRT \ln\frac{V_2}{V_1} \quad \text{(gás ideal, } n = 1) \tag{3.58}$$

Para um gás ideal o caso de $n = 1$ corresponde a um processo isotérmico (temperatura constante), como pode ser prontamente verificado.

O Exemplo 3 12 ilustra o uso de balanço de energia para um sistema fechado que consiste em um gás ideal que é submetido a um processo politrópico.

Exemplo 3.12 PROCESSO POLITRÓPICO DE AR COMO GÁS IDEAL

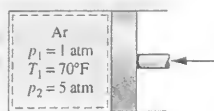
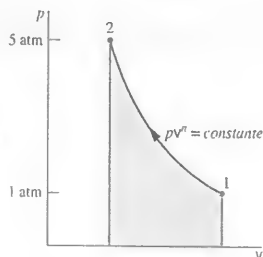
Ar é submetido a uma compressão politrópica em um conjunto cilindro-pistão de $p_1 = 1$ atm, $T_1 = 70°F$ (21,1°C) até $p_2 = 5$ atm. Empregando o modelo de gás ideal com a razão k de calores específicos constante, determine o trabalho e o calor transferido por unidade de massa, em Btu/lb, se (a) $n = 1,3$, (b) $n = k$. Calcule k a T_1.

Solução

Dado: ar é submetido a um processo de compressão politrópica a partir de um estado inicial dado até uma pressão final especificada.

Pede-se: determine o trabalho e a quantidade de calor transferido, ambos em Btu/lb.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E3.12

Modelo de Engenharia:

1. O ar é um sistema fechado.
2. O ar se comporta como um gás ideal com a razão k de calores específicos constante calculada na temperatura inicial.
3. A compressão é politrópica.
4. Não há variações da energia cinética ou potencial.

Análise: o trabalho pode ser calculado para esse caso a partir da expressão

$$W = \int_1^2 p\, dV$$

Com a Eq. 3.57

$$\frac{W}{m} = \frac{R(T_2 - T_1)}{1 - n} \tag{a}$$

O calor trocado pode ser calculado do balanço de energia. Assim

$$\frac{Q}{m} = \frac{W}{m} + (u_2 - u_1)$$

Verificando a Eq. 3.47b, observa-se que quando a razão k de calores específicos é constante c_v é constante. Então

$$\frac{Q}{m} = \frac{W}{m} + c_v(T_2 - T_1) \tag{b}$$

(a) Para $n = 1,3$, a temperatura no estado final, T_2, pode ser avaliada da Eq. 3.56 como a seguir

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n} = 530°R\left(\frac{5}{1}\right)^{(1,3-1)/1,3} = 768°R\ (308°F)$$

Utilizando a Eq. (a), o trabalho é então

$$\frac{W}{m} = \frac{R(T_2 - T_1)}{1 - n} = \left(\frac{1,986}{28,97}\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot°\text{R}}\right)\left(\frac{768°R - 530°R}{1 - 1,3}\right) = -54,39 \text{ Btu/lb}$$

A 70°F a Tabela A-20E fornece $k = 1,401$ e $c_v = 0,171$ Btu/lb · °R. Alternativamente, c_v pode ser obtido usando a Eq. 3.47b, como a seguir:

$$c_v = \frac{R}{k - 1} \tag{c}$$

$$= \frac{(1,986/28,97)\ \text{Btu/lb}\cdot°\text{R}}{(1,401 - 1)} = 0,171 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot°\text{R}}$$

Substituindo os valores na Eq. (b), obtemos

$$\frac{Q}{m} = -54,39\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} + \left(0,171\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot°\text{R}}\right)(768°R - 530°R)$$

$$= -13,69\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

(b) Para $n = k$, substituindo as Eqs. (a) e (c) na Eq. (b), obtém-se

$$\frac{Q}{m} = \frac{R(T_2 - T_1)}{1 - k} + \frac{R(T_2 - T_1)}{k - 1} = 0$$

Isto é, não há transferência de calor no processo politrópico de um gás ideal para o qual $n = k$.

① Os estados visitados durante o processo de compressão politrópica são mostrados pela curva que acompanha o diagrama p–v. A magnitude do trabalho por unidade de massa é representada pela área sombreada *sob* a curva.

Teste-Relâmpago

Para $n = k$, calcule a temperatura no final do estado, em °R e °F.

Resposta: 840°R (380°F)

Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo consideramos as relações de propriedades de uma vasta gama de substâncias em formas de tabela, gráfico e de equação. Foi principalmente enfatizada a utilização de dados tabelados. No entanto, a obtenção de dados de propriedades por computador também foi considerada.

Um aspecto-chave da análise termodinâmica é o de estabelecer estados. Isso é regulado pelo princípio dos estados para sistemas simples compressíveis compostos de substâncias puras, que indica que o estado é determinado pelo valor de *duas* propriedades intensivas independentes.

Outro aspecto importante da análise termodinâmica é o de localizar os principais estados de processos em diagramas apropriados: p–v, T–v e p–T. A capacidade de determinar estados e utilizar diagramas de propriedades é particularmente importante na resolução de problemas envolvendo o balanço de energia.

O modelo de gás ideal é apresentado na segunda parte do presente capítulo, utilizando o fator de compressibilidade como ponto de partida. Essa abordagem enfatiza as limitações do modelo de gás ideal. Quando a utilização do modelo de gás ideal é apropriada é salientado que os calores específicos geralmente variam com a temperatura, e a utilização das tabelas de gás ideal é discutida para a resolução de problemas.

Os itens a seguir fornecem um guia de estudo para este capítulo. Ao término do estudo do texto e dos exercícios dispostos no final do capítulo você estará apto a

- ✓ descrever o significado dos termos dispostos em negrito ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O conjunto de conceitos fundamentais listados mais adiante é particularmente importante para os capítulos subseqüentes.
- ✓ obter dados de propriedades a partir das Tabelas A-1 a A-23, utilizando o princípio dos estados para determinar um estado e interpolação linear quando necessário.
- ✓ esboçar os diagramas T–v, p–v e p–T e localizar os estados principais nesses diagramas.
- ✓ aplicar, com dados de propriedades, o balanço de energia para um sistema fechado.
- ✓ avaliar as propriedades de misturas bifásicas líquido-vapor utilizando as Eqs. 3.1, 3.2, 3.6 e 3.7.
- ✓ estimar as propriedades de líquidos utilizando as Eqs. 3.11, 3.12 e 3.14.
- ✓ aplicar o modelo de substância incompressível.
- ✓ utilizar o diagrama generalizado de compressibilidade para relacionar dados p–v–T de gases.
- ✓ aplicar o modelo de gás ideal para análise termodinâmica, incluindo a determinação de quando a utilização do modelo de gás ideal é apropriada, e utilizar corretamente os dados das tabelas de gás ideal ou os dados de calores específicos constantes para determinar Δu e Δh.

Conceitos Fundamentais na Engenharia

fase
substância pura
princípio dos estados equivalentes
sistema compressível simples
superfície p–v–T
diagrama de fases
temperatura de saturação
pressão de saturação
diagrama p–v
diagrama T–v
mistura bifásica líquido-vapor
título
vapor superaquecido
entalpia
calores específicos
modelo de gás ideal

Equações Principais

$x = \dfrac{m_{vapor}}{m_{líquido} + m_{vapor}}$	(3.1)	Título, x, de uma mistura bifásica líquido-vapor
$v = (1 - x)v_f + xv_g = v_f + x(v_g - v_f)$ $u = (1 - x)u_f + xu_g = u_f + x(u_g - u_f)$ $h = (1 - x)h_f + xh_g = h_f + x(h_g - h_f)$	(3.2) (3.6) (3.7)	Volume específico, energia interna e entalpia de uma mistura bifásica líquido-vapor
$v(T, p) \approx v_f(T)$ $u(T, p) \approx u_f(T)$ $h(T, p) \approx h_f(T)$	(3.11) (3.12) (3.14)	Volume específico, energia interna e entalpia de líquidos aproximados por valores para líquido saturado
Relações para o Modelo de Gás Ideal		
$pv = RT$ $u = u(T)$ $h = h(T) = u(T) + RT$	(3.32) (3.36) (3.37)	Modelo de Gás Ideal.
$u(T_2) - u(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)\,dT$	(3.40)	Variação da energia interna específica
$u(T_2) - u(T_1) = c_v(T_2 - T_1)$	(3.50)	Para c_v constante.
$h(T_2) - h(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)\,dT$	(3.43)	Variação da entalpia específica
$h(T_2) - h(T_1) = c_p(T_2 - T_1)$	(3.51)	Para c_p constante.

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Se a água se contrai durante a solidificação, que consequências esse fato pode ter para a vida aquática?

2. A que temperatura a água ferve no topo do Monte McKinley, no Alasca? E no Vale da Morte, na Califórnia?

3. Por que dutos com água congelada se rompem?

4. Por que muitos alimentos possuem instruções para serem cozinhados em elevadas altitudes?

5. Uma substância que se contrai durante a solidificação pode existir como um sólido quando está a uma temperatura maior do que a sua temperatura do ponto triplo? Repita essa questão para uma substância que se expande na solidificação.

6. A energia interna específica é escolhida arbitrariamente como nula para a água líquida saturada a 0,01°C na Tabela A-2. Se o valor de referência para u no estado de referência fosse especificado de forma diferente, haveria um efeito significativo nas análises termodinâmicas utilizando u e h?

7. Para a água líquida a 20°C e 1,0 MPa, que diferença percentual existiria se a entalpia específica fosse avaliada utilizando-se a Eq. 3.14 em vez da Eq. 3.13?

8. Como eu poderia medir o calor específico c_p da água líquida na pressão atmosférica e na temperatura ambiente?

9. Se um bloco de ferro e um bloco de estanho com o mesmo volume recebessem a mesma quantidade de energia através de transferência de calor, qual dos blocos seria submetido ao maior aumento de temperatura?

10. Quantos minutos devo me exercitar para ajudar a *queimar* as calorias referentes à minha sobremesa favorita?

11. Qual a minha contribuição anual com relação à emissão de CO_2 na atmosfera?

12. Como posso estimar a massa de ar contida em um pneu de bicicleta?

13. Dados da energia interna e da entalpia específicas para vapor d'água são fornecidos em duas tabelas A-4 e A-23. Quando a Tabela A-23 seria utilizada?

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Explorando Conceitos: Fase e Substância Pura

3.1 Um sistema é composto por água líquida em equilíbrio com uma mistura gasosa de ar e vapor d'água. Quantas fases estão presentes? O sistema consiste em uma substância pura? Explique. Repita a questão para um sistema composto por gelo e água líquida em equilíbrio com uma mistura gasosa de ar e vapor d'água.

3.2 Um sistema é composto por oxigênio líquido em equilíbrio com vapor de oxigênio. Quantas fases estão presentes? O sistema passa por um processo durante o qual parte do líquido é evaporada. O sistema pode ser considerado como uma substância pura durante o processo? Explique.

3.3 Um sistema composto por água líquida passa por um processo. No final do processo parte da água líquida se solidifica e o sistema contém água líquida e gelo. O sistema pode ser considerado como uma substância pura durante o processo? Explique.

3.4 Um prato de água líquida é colocado em uma mesa em um quarto. Depois de um tempo toda a água evapora. Considerando a água e o ar do quarto como um sistema fechado, tal sistema pode ser considerado como uma substância pura *durante* o processo? E *depois* que o processo se completa? Discuta.

Utilizando Dados p–v–T

3.5 Determine a fase ou as fases de um sistema que consiste em H_2O nas seguintes condições e esboce os diagramas p–v e T–v mostrando a localização de cada estado.
(a) p = 80 lbf/in² (551,6 kPa), T = 312,07°F (155,6°C)
(b) p = 80 lbf/in², T = 400°F (204,4°C).
(c) T = 400°F, p = 360 lbf/in² (2,5 MPa).
(d) T = 320°F (160°C), p = 70 lbf/in² (482,6 kPa)
(e) T = 10°F (−12,2°C), p = 14,7 lbf/in² (101,3 kPa)

3.6 Determine a fase ou as fases de um sistema que consiste em H_2O nas seguintes condições e esboce os diagramas p–v e T–v mostrando a localização de cada estado.
(a) p = 5 bar, T = 151,9°C.
(b) p = 5 bar, T = 200°C
(c) T = 200°C, p = 2,5 MPa
(d) T = 160°C, p = 4,8 bar
(e) T = −12°C, p = 1 bar.

3.7 A Tabela a seguir lista as temperaturas e os volumes específicos do vapor d'água em duas pressões:

p = 1,0 MPa		p = 1,5 MPa	
T(°C)	v (m³/kg)	T (°C)	v (m³/kg)
200	0,2060	200	0,1325
240	0,2275	240	0,1483
280	0,2480	280	0,1627

Os dados encontrados durante a resolução de problemas frequentemente não coincidem com os valores fornecidos pelas tabelas de propriedades, sendo necessária uma *interpolação linear* entre as entradas adjacentes na tabela. Utilizando os dados fornecidos, estime
(a) o volume específico a T = 240°C, p = 1,25 MPa, em m³/kg.
(b) a temperatura a p = 1,5 MPa, v = 0,1555 m³/kg, em °C.
(c) o volume específico a T = 220°C, p = 1,4 MPa, em m³/kg

3.8 A Tabela a seguir lista as temperaturas e os volumes específicos da amônia em duas pressões.

p = 50 lbf/in²		p = 60 lbf/in²	
T (°F)	v (ft³/lb)	T (°F)	v (ft³/lb)
100	6,836	100	5,659
120	7,110	120	5,891
140	7,380	140	6,120

Os dados encontrados durante a resolução de problemas frequentemente não coincidem com os valores fornecidos pelas tabelas de propriedades, sendo necessária uma *interpolação linear* entre as entradas adjacentes na tabela. Utilizando os dados fornecidos, estime
(a) o volume específico a T = 120°F (48,9°C), p = 54 lbf/in² (372,3 kPa), em ft³/lb.
(b) a temperatura a p = 60 lbf/in² (413,7 kPa), v = 5,982 ft³/lb (0,37 m³/kg), em °F.
(c) o volume específico a T = 110°C, p = 58 lbf/in² (399,9 kPa), em ft³/lb

3.9 Para H_2O, esboce em um diagrama p–v, representado em escala log-log:
(a) as linhas de líquido saturado e de vapor saturado a partir do ponto triplo até o ponto crítico, com a pressão expressa em MPa e o volume específico em m³/kg
(b) as linhas de temperatura constante a 100 e 300°C.

3.10 Para H_2O, determine a propriedade especificada no estado indicado. Localize o estado em um esboço do diagrama T–v
(a) p = 300 kPa, v = 0,5 m³/kg. Determine T, em °C
(b) p = 28 MPa, T = 200°C. Determine v, em m³/kg
(c) p = 1 MPa, T = 405°C. Determine v, em m³/kg
(d) T = 100°C, x = 60%. Determine v, em m³/kg.

3.11 Para cada caso, determine o volume específico no estado indicado. Localize o estado em um esboço do diagrama T–v.
(a) Água a p = 14,7 lbf/in² (101,3 kPa), T = 100°C. Determine v, em ft³/lb.
(b) Amônia a T = −30°C, x = 50%. Determine v, em m³/kg.
(c) Refrigerante 134a p = 1,5 MPa, T = 100°C. Determine v, em m³/kg.

3.12 Para cada caso, determine a propriedade específica no estado indicado. Localize o estado em um esboço do diagrama T–v.
(a) Água a v = 0,5 m³/kg, p = 3 bar. Determine T, em °C.
(b) Amônia a p = 11 lbf/in² (75,8 kPa), T = −20°C. Determine v, em ft³/lb
(c) Propano a p = 1 MPa, T = 85°C. Determine v, em ft³/lb.

3.13 Determine a massa, em kg, de 0,1 m³ do Refrigerante 134a a 4 bar, 100°C.

3.14 Determine o volume, em ft³, ocupado por 2 lb (0,91 kg) de H_2O a uma pressão de 1000 lbf/in² (6,9 MPa) e
(a) a temperatura de 600°F (315,6°C).
(b) o título de 80%
(c) a temperatura de 200°F (93,3°C).

3.15 Um vaso hermético com um volume de 2 ft³ (0,06 m³) contém 5 lb (2,3 kg) do Refrigerante 134a. Um sensor de pressão na parede do tanque indica 71,39 lbf/in² (492,2 kPa) (manométrica). Se a pressão atmosférica é 14,4 lbf/in² (99,3 kPa), qual a temperatura do refrigerante em °F?

3.16 Dois quilogramas de uma mistura bifásica líquido-vapor de dióxido de carbono (CO_2) estão a −40°C em um tanque de 0,05 m³. Determine o título da mistura se os valores do volume específico para o líquido saturado e para o vapor saturado do CO_2 a −40°C são v_f = 0,896 × 10⁻³ m³/kg e v_g = 3,824 × 10⁻² m³/kg, respectivamente.

3.17 Determine o título de uma mistura bifásica líquido-vapor de
(a) H_2O a 20°C com um volume específico de 20 m³/kg.
(b) Propano a 15 bar com um volume específico de 0,02997 m³/kg.
(c) Refrigerante 134a a 60°C com um volume específico de 0,001 m³/kg
(d) Amônia a 1 MPa com um volume específico de 0,1 m³/kg.

3.18 Determine o título de uma mistura bifásica líquido-vapor bifásica de
(a) H_2O a 14.696 lbf/in² (101,3 kPa) com um volume específico de 25 ft³/lb (1,6 m³/kg).
(b) Propano a −80°F (−62,2°C) com um volume específico de 0,02653 ft³/lb (0,002 m³/kg)
(c) Refrigerante 134a a 50 lbf/in² (344,7 kPa) com um volume específico de 0,5 ft³/lb (0,03 m³/kg)
(d) Amônia a −40°F (−40°C) com um volume específico de 20 ft³/lb (1,2 m³/kg)

3.19 Uma mistura bifásica líquido-vapor de amônia a 100°F (37,8°C) tem um volume específico de 1,0 ft³/lb (0,06 m³/kg). Determine o título de uma mistura bifásica líquido-vapor a 0°F (−17,8°C) com o mesmo volume específico

3.20 Uma mistura bifásica líquido-vapor de uma substância possui uma pressão de 150 bar e ocupa um volume de 0,2 m³. As massas de líquido e vapor saturados presentes são 3,8 kg e 4,2 kg, respectivamente. Determine o volume específico da mistura, em m³/kg

3.21 Conforme ilustrado na Fig. P3.21, um cilindro rígido hermético contém diferentes volumes de água líquida saturada e vapor d'água saturado na temperatura de 150°C. Determine o título da mistura, expresso em porcentagem

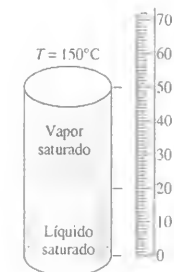



Fig. P3.21

3.22 Um sistema hermético composto de uma mistura bifásica líquido-vapor de H_2O em equilíbrio a 300°F (148,9°C). O título da mistura é de 0,8 (80%) e a massa de vapor saturado presente é de 2 lb (0,91 kg). Determine a massa de líquido saturado presente, em lb, e o volume total do sistema, em ft³

3.23 Amônia, inicialmente como vapor saturado a −4°C, passa por um processo a volume específico constante até 200 kPa. No final do estado determine a temperatura, em °C, e o título. Localize cada estado em um diagrama T-v.

3.24 Um tanque rígido fechado com 0,2 m³ contém água a uma pressão inicial de 5 bar e um título de 50%. Calor é transferido até que o tanque contenha somente vapor saturado. Determine a massa final de vapor no tanque, em kg, e a pressão final, em bar.

3.25 Um tanque rígido contém 5 lb (2,3 kg) de uma mistura bifásica líquido-vapor de H_2O, inicialmente a 260°F (126,7°C) e título de 0,6. Calor é transferido para o conteúdo do tanque até que a temperatura seja de 320°F (160°C). Mostre o processo em um diagrama p–v. Determine a massa de vapor, em lb, inicialmente presente no tanque e a pressão final, em lbf/in².

3.26 Dois mil quilogramas de água, inicialmente um líquido saturado a 150°C, são aquecidos em um tanque rígido fechado até um estado final em que a pressão é 2,5 MPa. Determine a temperatura final, em °C, o volume do tanque, em m³, e esboce o processo em diagramas T–v e p–v.

3.27 Vapor d'água está contido em um reservatório rígido fechado com um volume de 1 m³. Inicialmente, a pressão e a temperatura do vapor d'água são 7 bar e 500°C, respectivamente. A temperatura é reduzida como resultado de transferência de calor para a vizinhança. Determine a temperatura na qual a condensação se inicia, em °C, e a fração da massa total que se encontra condensada quando a pressão atinge 0,5 bar. Qual o volume, em m³, ocupado pelo líquido saturado no estado final?

3.28 Vapor d'água é aquecido em um tanque rígido fechado de vapor saturado a 160°C a uma temperatura final de 400°C. Determine as pressões inicial e final, em bar, e esboce o processo em diagramas T–v e p–v.

3.29 Amônia é submetida a um processo isotérmico a partir de um estado inicial a T_1 = 80°F (26,7°C) e v_1 = 10 ft³/lb (0,62 m³/kg) até vapor saturado. Determine as pressões inicial e final, em lbf/in², e esboce o processo em diagramas T-v e p-v.

3.30 Um quilograma de água se encontra inicialmente no ponto crítico.

(a) Se a água é resfriada a volume específico constante até a pressão de 30 bar, determine o título no final do estado

(b) Se a água passa por uma expansão a temperatura constante até a pressão de 30 bar, determine o volume específico no final do estado, em m³/kg.

Mostre cada processo em um diagrama T–v.

3.31 Três libras (1,4 kg) de vapor d'água saturado, contidas em um tanque rígido fechado cujo volume é de 13,3 ft³ (0,38 m³), são aquecidas até uma temperatura final de 400°F (204,4°C). Esboce o processo em um diagrama T–v. Determine as pressões nos estados inicial e final, em lbf/in².

3.32 Duas libras (0,91 kg) de vapor d'água são comprimidas a uma pressão constante de 250 lbf/in² (1,7 MPa) a partir de um volume de 6,88 ft³ (0,19 m³) até o estado de vapor saturado. Determine as temperaturas nos estados inicial e final, em °F, e o trabalho relacionado ao processo, em Btu.

3.33 Sete libras (3,2 kg) de propano em um conjunto cilindro-pistão, inicialmente a p_1 = 200 lbf/in² (1,4 MPa) e T_1 = 200°F (93,3°C) são submetidas a um processo a pressão constante até um estado final. O trabalho relativo ao processo é de −88,84 Btu (−93,7 kJ). No estado final, determine a temperatura, em °F, se superaquecido, ou o título, se saturado.

3.34 Amônia em um conjunto cilindro-pistão é submetida a um processo a pressão constante a 2,5 bar de T_1 = 30°C até vapor saturado. Determine o trabalho para o processo, em kJ por kg de refrigerante.

3.35 Vapor d'água inicialmente a 10 bar e 400°C está contido no interior de um conjunto cilindro-pistão. A água é resfriada a volume constante até que sua temperatura atinja 150°C. A água é então condensada isotermicamente até o estado de líquido saturado. Considerando a água como sistema, avalie o trabalho, em kJ/kg.

3.36 Dois quilogramas de Refrigerante 22 são submetidos a um processo para o qual a relação pressão-volume é $pv^{1,05}$ = *constante*. O estado inicial do refrigerante é estabelecido por p_1 = 2 bar, T_1 = −20°C, e a pressão final é p_2 = 10 bar. Calcule o trabalho para o processo, em kJ.

3.37 Refrigerante 134a em um conjunto cilindro-pistão é submetido a um processo para o qual a relação pressão-volume é $pv^{1,056}$ = *constante*. No estado inicial, p_1 = 200 kPa, T_1 = −10°C. A temperatura final é de T_2 = 50°C. Determine a pressão final, em kPa, e o trabalho relacionado ao processo em kJ por kg de refrigerante.

3.38 Um conjunto cilindro-pistão contém 0,04 lb (0,02 kg) de Refrigerante 134a. O refrigerante é comprimido de um estado inicial onde p_1 = 10 lbf/in² (68,9 kPa) e T_1 = 20°F (−6,7°C) a um estado final onde p_2 = 160 lbf/in² (1,1 MPa). Durante o processo a pressão e o volume específico estão relacionados por pv = *constante*. Determine o trabalho, em Btu, relacionado ao refrigerante.

Utilizando Dados u–h

3.39 Determine os valores das propriedades especificadas para cada uma das condições a seguir.

(a) Para o Refrigerante 134a a T = 60°C e v = 0,072 m³/kg, determine p em kPa e h em kJ/kg.

(b) Para a amônia a p = 8 bar e v = 0,005 m³/kg, determine T em °C e u em kJ/kg.

(c) Para o Refrigerante 22 a T = −10°C e u = 200 kJ/kg, determine p em bar e v em m³/kg.

3.40 Determine os valores das propriedades especificadas para cada uma das condições a seguir.

(a) Para o Refrigerante 134a a p = 140 lbf/in² (965,3 kPa) e h = 100 Btu/lb (232,6 kJ/kg), determine T em °F e v em ft³/lb.

(b) Para a amônia a T = 0°F (−17,8°C) e v = 15 ft³/lb (0,94 m³/kg), determine p em lbf/in² e h em Btu/lb.

(c) Para o Refrigerante 22 a T = 30°F (−1,1°C) e v = 1,2 ft³/lb (0,07 m³/kg), determine p em lbf/in² e h em Btu/lb.

3.41 Utilizando o *IT* ou um programa similar, determine os dados das propriedades especificadas nos estados indicados. Compare os resultados com os dados da tabela apropriada.

(a) Casos (a), (b) e (c) do Problema 3.39.

(b) Casos (a), (b) e (c) do Problema 3.40.

3.42 Utilizando as tabelas para a água, determine os dados das propriedades especificadas nos estados indicados. Para cada caso, localize o estado manualmente a partir de esboços de diagramas p–v e T–v.

(a) A p = 3 bar, T = 240°C, avalie v em m³/kg e u em kJ/kg.

(b) A p = 3 bar, v = 0,5 m³/kg, avalie T em °C e u em kJ/kg.

(c) A T = 400°C, p = 10 bar, avalie v em m³/kg e h em kJ/kg.

(d) A T = 320°C, v = 0,03 m³/kg, avalie p em MPa e u em kJ/kg.

(e) A p = 28 MPa, T = 520°C, avalie v em m³/kg e h em kJ/kg.

(f) A T = 100°C, x = 60%, avalie p em bar e v em m³/kg.

(g) A T = 10°C, v = 100 m³/kg, avalie p em kPa e h em kJ/kg.

(h) A p = 4 MPa, T = 160°C, avalie v em m³/kg e u em kJ/kg.

3.43 Utilizando as tabelas para a água, determine os dados das propriedades especificadas nos estados indicados. Para cada caso, localize o estado manualmente a partir de esboços de diagramas p–v e T–v.

(a) A p = 20 lbf/in² (137,9 kPa), T = 400°F (204,4°C), avalie v em ft³/lb e u em Btu/lb

(b) A p = 20 lbf/in², v = 16 ft³/lb (1,0 m³/kg), avalie T em °F e u em Btu/lb

(c) A T = 900°F (482,2°C), p = 170 lbf/in² (1,2 MPa), avalie v em ft³/lb e h em Btu/lb.

(d) A T = 600°F (315,6°C), v = 0,6 ft³/lb (0,04 m³/kg), avalie p em lbf/in² e u em Btu/lb.

(e) A p = 700 lbf/in² (4,8 MPa), T = 650°F (343,3°C), avalie v em ft³/lb e h em Btu/lb

(f) A T = 400°F, x = 90%, avalie p em lbf/in² e v em ft³/lb.

(g) A T = 40°F (4,4°C), v = 1950 ft³/lb (121,7 m³/kg), avalie p em lbf/in² e h em Btu/lb.

(h) A p = 600 lbf/in² (4,1 MPa), T = 320°F (160°C), avalie v em ft³/lb e u em Btu/lb.

3.44 Uma quantidade de água se encontra a 15 MPa e 100°C. Avalie o volume específico, em m³/kg, e a entalpia específica, em kJ/kg, utilizando

(a) dados da Tabela A-5

(b) dados de líquido saturado da Tabela A-2

3.45 Avalie o volume específico, em ft³/lb, e a entalpia específica, em Btu/lb, da água a 400°F (204,4°C) e à pressão de 3000 lbf/in² (20,7 MPa).

3.46 Avalie o volume específico, em ft³/lb, e a entalpia específica, em Btu/lb, do Refrigerante 134a a 95°F (35°C) e à pressão de 150 lbf/in² (1,0 MPa).

3.47 Avalie o volume específico, em m³/kg, e a entalpia específica, em kJ/kg, da amônia a 20°C e 1 MPa.

3.48 Avalie o volume específico, em m³/kg, e a entalpia específica, em kJ/kg, do propano a 800 kPa e 0°C.

3.49 Represente graficamente, em função da pressão, a variação percentual do volume específico, a energia interna específica e a entalpia específica para a água a 20°C a partir do estado de líquido saturado até o estado onde a pressão é de 300 bar. Baseado nos gráficos obtidos, discuta as implicações relacionadas à aproximação de propriedades de líquido comprimido utilizando propriedades de líquido saturado a 20°C, como discutido na Seção 3.10.1.

Aplicando o Balanço de Energia

3.50 Um conjunto cilindro-pistão contém 1 kg de água, inicialmente ocupando um volume de 0,5 m³ a 1 bar. A transferência de energia por calor para a água resulta em uma expansão a temperatura constante até um volume final de 1,694 m³. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial. Para água (a) mostre o processo em um diagrama p–v, (b) determine o trabalho, em kJ, e (c) determine a quantidade de calor transferida, em kJ.

3.51 Propano em um conjunto cilindro-pistão é submetido a um processo a pressão constante de vapor saturado a 400 kPa até a temperatura de 40°C. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial. (a) Mostre o processo em um diagrama p–v, (b) determine o trabalho, em kJ/kg, e (c) determine a quantidade de calor transferida, em kJ/kg.

3.52 Refrigerante 134a é comprimido sem transferência de calor em um conjunto cilindro-pistão a partir de 30 lbf/in² (206,8 kPa), 20°F (−6,7°C) até 160 lbf/in² (1,1 MPa). A massa do refrigerante é 0,04 lb (0,02 kg). Tomando o refrigerante como sistema, W = −0,56 Btu (−0,59 kJ). Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine a temperatura final em °F.

3.53 Vapor de amônia em um conjunto cilindro-pistão é submetido a um processo a pressão constante a partir de vapor saturado a 10 bar. O trabalho é de +16,5 kJ/kg. Variações das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine (a) a temperatura final da amônia, em °C, e (b) determine a quantidade de calor transferida, em kJ/kg.

3.54 Água em um conjunto cilindro-pistão, inicialmente à temperatura de 99,63°C e um título de 65%, é aquecida a pressão constante até a temperatura de 200°C. Se o trabalho durante o processo for de +300 kJ, determine (a) a massa da água, em kg, e (b) a quantidade de calor transferida, em kJ. Variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

3.55 Um conjunto cilindro-pistão contendo, inicialmente, água líquida a 50°F (10°C) passa por um processo a uma pressão constante de 20 lbf/in² (137,9 kPa) até um estado final em que a água é um vapor a 300°F (148,9°C). Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine o trabalho e o calor transferido, em Btu por libra, para cada uma das três partes do processo global. (a) do estado inicial líquido até o estado de líquido saturado, (b) do estado de líquido saturado até o estado de vapor saturado e (c) do estado de vapor saturado até o estado final de vapor, todos a 20 lbf/in².

3.56 Conforme ilustrado na Fig. P3.56, um conjunto cilindro-pistão contém 0,1 kg de propano a uma pressão constante de 0,2 MPa. A transferência de energia por calor ocorre lentamente para o propano, e o volume do propano aumenta de 0,0277 m³ até 0,0307 m³. O atrito entre o pistão e o cilindro é desprezível. A pressão atmosférica local e a aceleração da gravidade são de 100 kPa e 9,81 m/s², respectivamente. Os efeitos das energias cinética e potencial relativos ao propano são desprezíveis. Para o propano determine (a) as temperaturas inicial e final, em °C, (b) o trabalho, em kJ, e (c) a quantidade de calor transferida, em kJ.

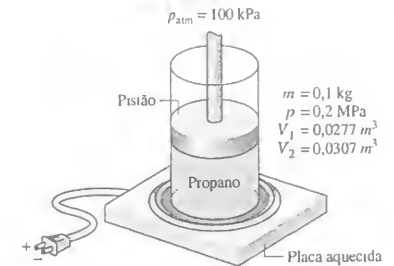



Fig. P3.56

3.57 Um tanque rígido fechado contém um quilograma de Refrigerante 22, inicialmente a 0,9 MPa, 20°C. O tanque é equipado com um agitador que transfere energia *para* o refrigerante a uma taxa constante de 0,1 kW. A transferência de calor *do* refrigerante *para* a vizinhança ocorre a uma taxa Kt, em kW, onde a constante K está em kW por minuto e t é o tempo, em minutos. Após 20 minutos sendo misturado o refrigerante fica a uma pressão de 1,2 MPa. Não ocorrem variações globais com relação às energias cinética e potencial. Para o Refrigerante 22, determine

(a) o trabalho, em kJ.

(b) o calor transferido, em kJ.

(c) Determine a constante K, em kW por minuto.

3.58 Um tanque hermético rígido contém 2 kg de água inicialmente a 80°C e um título de 0,6. Uma transferência de calor ocorre até que o tanque contenha apenas vapor saturado a alta pressão. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Considerando a água como sistema, determine a quantidade de energia transferida por calor, em kJ.

3.59 Conforme ilustrado na Fig. P3.59, um tanque rígido fechado com 20 ft³ (0,57 m³) de volume contém 75 lb (34 kg) de Refrigerante 134a e está exposto ao sol. Às 9:00 h da manhã o refrigerante está a uma pressão de 100 lbf/in² (689,5 kPa). Às 15 h, devido à radiação solar, o refrigerante se encontra como um vapor saturado a uma pressão maior do que 100 lbf/in². Para o refrigerante, determine (a) a temperatura inicial, em °F, (b) a pressão final, em lbf/in², e (c) a transferência de calor, em Btu.

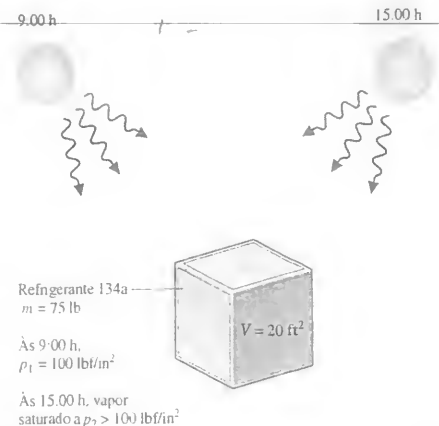



Fig. P3.59

3.60 Um tanque rígido e isolado equipado com um agitador contém água, inicialmente como uma mistura bifásica líquido-vapor a 20 lbf/in² (137,9 kPa). Essa mistura consiste em 0,07 lb (0,03 kg) de água líquida saturada e 0,07 lb de vapor d'água saturado. Um agitador movimenta a mistura até que toda a água se torne vapor saturado a uma pressão maior do que 20 lbf/in². Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Para a água, determine

(a) o volume ocupado, em ft^3
(b) a temperatura inicial, em °F
(c) a pressão final em lbf/in^2.
(d) o trabalho, em Btu.

3.61 Se a placa aquecida do Exemplo 3.2 transferisse energia a uma taxa de 0,1 kW para uma mistura bifásica, determine o tempo necessário, em horas, para levar a mistura do (a) estado 1 até o estado 2, (b) do estado 1 até o estado 3.

3.62 Um tanque rígido contém 5 lb (2,3 kg) de água, inicialmente a T_1 = 260°F (126,7°C) e v_1 = 7,07 ft^3/lb (0,44 m^3/kg). Calor é transferido para o conteúdo do tanque até que a temperatura seja de T_2 = 350°F (176,7°C). Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Para a água, determine (a) as pressões inicial e final, em lbf/in^2 e (b) a transferência de calor, em Btu.

3.63 Um tanque rígido e fechado contém vapor d'água saturado. A água é resfriada até um estado final onde a temperatura é 110°C. Nessa temperatura as massas de vapor e líquido saturado são ambas de 1000 kg. Determine o calor transferido durante o processo, em kJ

3.64 Um tanque rígido bem isolado contém uma mistura bifásica que consiste em 0,005 ft^3 (141,6 cm^3) de água líquida saturada e 1,2 ft^3 (0,03 m^3) de vapor d'água saturado, inicialmente a 14,7 lbf/in^2 (101,3 kPa). Um agitador movimenta a mistura até que somente vapor saturado a alta pressão permanece no tanque. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Para a água, determine a quantidade de calor transferida por trabalho, em Btu.

3.65 Uma mistura bifásica líquido-vapor de H_2O, inicialmente a 1,0 MPa com um título de 90%, está contida em um tanque rígido bem isolado. A massa de H_2O é de 2 kg. Uma resistência elétrica de aquecimento no interior do tanque transfere energia para a água a uma taxa constante de 60 W por 1,95 h. Determine a temperatura final da água no tanque, em °C, e a pressão final, em bar

3.66 Dois quilogramas de Refrigerante 134a, inicialmente a 2 bar e ocupando um volume de 0,12 m^3, são submetidos a um processo a pressão constante até que o volume seja duplicado. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine o trabalho e a quantidade de calor transferida durante o processo, ambos em kJ

3.67 Duas libras (0,91 kg) de uma mistura bifásica líquido-vapor de H_2O, inicialmente a 100 lbf/in^2 (689,5 kPa), estão confinadas em uma parte de um reservatório rígido e isolado por meio de uma divisória. O restante do reservatório possui um volume de 7 ft^3 (0,20 m^3) e está inicialmente em vácuo. A divisória é removida e a água se expande de forma a preencher a totalidade do reservatório. A pressão no estado final de equilíbrio é de 40 lbf/in^2 (275,8 kPa). Determine o título da mistura presente inicialmente e o volume total do reservatório, em ft^3.

3.68 Um quilograma de água sólida saturada nas condições do ponto triplo é aquecido a líquido saturado enquanto a pressão é mantida constante. Determine o trabalho e o calor transferido para o processo, ambos em kJ. Mostre que o calor transferido é igual à variação de entalpia da água para esse caso

3.69 Um sistema fechado inicialmente contém uma mistura trifásica que consiste em 1 lb (0,45 kg) de água sólida saturada (gelo), 1 lb de água líquida saturada e 0,2 lb (0,09 kg) de vapor d'água saturado na temperatura e pressão do ponto triplo. Ocorre transferência de calor enquanto a pressão é mantida constante, até que reste apenas vapor saturado. Determine as quantidades de energia transferida por trabalho e por calor, ambas em Btu

3.70 Uma mistura bifásica líquido-vapor de H_2O, inicialmente com x = 30% e uma pressão de 100 kPa, está contida em um conjunto cilindro-pistão, como ilustrado na Fig. P3.70. A massa do pistão é de 10 kg, e ele possui 15 cm de diâmetro. A pressão da vizinhança é de 100 kPa. À medida que a água é aquecida a pressão no interior do cilindro permanece constante até que o pistão atinge os esbarros. A transferência de calor para a água continua, a volume constante, até que a pressão atinja 150 kPa. O atrito entre o pistão e as paredes do cilindro e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Para o processo global relativo à água, determine o trabalho e o calor transferido, ambos em kJ

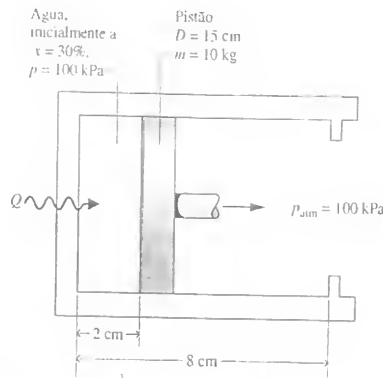



Fig P3.70

3.71 Um conjunto cilindro-pistão contém 2 lb (0,91 kg) de água, inicialmente a 300°F (148,9°C). A água passa por dois processos em série: aquecimento a volume constante seguido por um processo a pressão constante. No final do processo a volume constante a pressão é de 100 lbf/in^2 (689,5 kPa) e a água corresponde a uma mistura bifásica líquido-vapor com um título de 80%. No final do processo a pressão constante a temperatura é de 400°F (204,4°C). Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

(a) Esboce os diagramas T–v e p–v indicando os estados principais e os processos.
(b) Determine o trabalho e a transferência de calor para cada um dos dois processos, ambos em Btu.

3.72 Um sistema que consiste em 2 lb (0,91 kg) de vapor d'água inicialmente a 300°F (148,9°C) e ocupando um volume de 20 ft^3 (0,57 m^3) é comprimido isotermicamente até um volume de 9,05 ft^3 (0,26 m^3). O sistema é então aquecido a volume constante até uma pressão final de 120 lbf/in^2 (827,4 kPa). Durante a pressão isotérmica ocorre transferência de energia por trabalho de magnitude 90,8 Btu (95,8 kJ) *para* o sistema. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine a quantidade de calor trocada, em Btu, para cada processo.

3.73 Amônia em um conjunto cilindro-pistão é submetida a dois processos em série. No estado inicial, p_1 = 120 lbf/in^2 (827,4 kPa) e o título é 100%. O Processo 1-2 ocorre a volume constante até que a temperatura atinja 100°F (37,8°C). O segundo processo, do estado 2 para o estado 3, ocorre a temperatura constante com Q_{23} = −98,9 Btu (−104,3 kJ), até que o título volte a 100%. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Para 2,2 lb (1,0 kg) de amônia, determine (a) a quantidade de calor transferida para o Processo 1-2 e (b) o trabalho para o Processo 2-3, em Btu.

3.74 Um conjunto cilindro-pistão contém 3 lb (1,4 kg) de água, inicialmente ocupando um volume V_1 = 30 ft^3 (0,85 m^3) a T_1 = 300°F (148,9°C). A água passa por dois processos em série:

Processo 1-2: compressão a temperatura constante até V_2 = 11,19 ft^3 (0,32 m^3), durante a qual há uma transferência de energia por calor *a partir* da água de 1275 Btu (1,3 MJ).

Processo 2-3: aquecimento a volume constante até p_3 = 120 lbf/in^2 (827,4 kPa).

Esboce os dois processos em série em um diagrama T–v. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine o trabalho no Processo 1-2 e o calor transferido no Processo 2-3, ambos em Btu

3.75 Conforme ilustrado na Fig. P3.75, um conjunto cilindro-pistão equipado com esbarros contém 0,1 kg de água, inicialmente a 1 MPa, 500°C. A água passa por dois processos em série

Processo 1-2: resfriamento a pressão constante até que a face do pistão pare ao atingir os esbarros. O volume ocupado pela água é então metade do seu volume inicial

Processo 2-3: com a face do pistão em repouso sobre os esbarros, a água é resfriada até 25°C

Esboce os dois processos em série em um diagrama p–v. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine para cada processo o trabalho e o calor transferido, ambos em kJ.

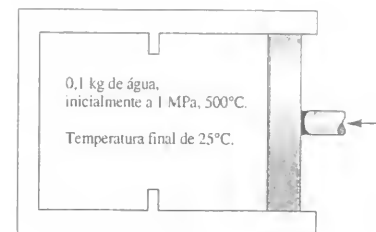



Fig. P3.75

3.76 Um sistema que consiste em 2 kg de amônia é submetido a um ciclo composto dos seguintes processos:

Processo 1-2: volume constante de p_1 = 10 bar, x_1 = 0,6 até vapor saturado.

Processo 2-3: temperatura constante de p_3 = p_1, Q_{23} = +228 kJ

Processo 3-1: pressão constante.

Esboce o ciclo em diagramas p–v e T–v. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine o trabalho líquido relativo ao ciclo e a quantidade de calor trocada para cada processo, todos em kJ.

3.77 Um sistema que consiste em 1 kg de H_2O é submetido a um ciclo de potência composto pelos seguintes processos.

Processo 1-2: aquecimento a pressão constante de 10 bar, a partir de vapor saturado.

Processo 2-3: resfriamento a volume constante a p_3 = 5 bar, T_3 = 160°C.

Processo 3-4: compressão isotérmica com Q_{34} = −815,8 kJ.

Processo 4-1: aquecimento a volume constante.

Esboce o ciclo em diagramas p–v e T–v. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a eficiência térmica.

3.78 Um sistema que consiste em 1 lb (0,45 kg) de Refrigerante 22 é submetido a um processo composto dos seguintes processos:

Processo 1-2: pressão constante de p_1 = 30 lbf/in^2 (206,8 kPa), x_1 = 0,95 para T_2 = 40°F (4,4°C)

Processo 2-3: temperatura constante até vapor saturado com W_{23} = −11,82 Btu (−12,5 kJ).

Processo 3-1: expansão adiabática.

Esboce o ciclo em diagramas p–v e T–v. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine o trabalho líquido relativo ao ciclo e a quantidade de calor trocada para cada processo, todos em Btu.

3.79 Um conjunto cilindro-pistão contém 0,5 kg de Refrigerante 22, inicialmente como vapor saturado a 5 bar. O refrigerante passa por um processo no qual a relação pressão-volume específico é dada por pv = *constante* até uma pressão final de 20 bar. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine o trabalho e a quantidade de calor trocada para o processo, ambos em kJ

3.80 Dez quilogramas de Refrigerante 22 contidos em um conjunto cilindro-pistão passam por um processo no qual a relação pressão-volume específico é dada por pv^n = *constante*. Os estados inicial e final do refrigerante são determinados por p_1 = 400 kPa, T_1 = −5°C, e p_2 = 2000 kPa, T_2 = 70°C, respectivamente. Determine o trabalho e a quantidade de calor transferida para o processo, ambos em kJ.

3.81 Um conjunto cilindro-pistão contém amônia, inicialmente a 0,8 bar e −10°C. A amônia é comprimida até uma pressão de 5,5 bar. Durante o processo, a pressão e o volume específico estão relacionados por pv = *constante*. Para 20 kg de amônia, determine o trabalho e a transferência de calor, ambos em kJ

3.82 Um conjunto cilindro-pistão contém amônia, inicialmente a p_1 = 0,1 MPa, T_1 = 15°C. A amônia é comprimida até um estado final em que p_2 = 1 MPa. Durante o processo, a pressão e o volume específico estão relacionados por pv = *constante* e o trabalho possui uma magnitude de 32 kJ. Esboce o processo em um diagrama p–v. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a quantidade de calor trocada, em kJ.

3.83 A Fig. P3.83 mostra um conjunto cilindro-pistão no qual atua uma mola. O cilindro contém água, inicialmente a 1000°F (537,8°C), e a mola está no vácuo. A face do pistão, cuja área é de 20 in^2 (0,01 m^2), se encontra inicialmente em x_1 = 20 in (0,51 m). A água é resfriada até que a face do pistão atinja x_2 = 16 in (0,41 m). A força exercida pela mola varia linearmente com x de acordo com a expressão F_{mola} = kx, onde k = 200 lbf/in (35,0 kN/m). O atrito entre o pistão e o cilindro é desprezível. Para a água, determine

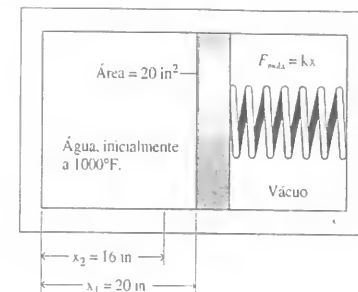



Fig. P3.83

(a) as pressões inicial e final, ambas em lbf/in^2.
(b) a quantidade de água presente, em lb.
(c) o trabalho, em Btu.
(d) a transferência de calor, em Btu

3.84 Conforme ilustrado na Fig. P3.84, um conjunto cilindro-pistão contém 0,5 kg de amônia, inicialmente a T_1 = −20°C e um título de 25%. Conforme a amônia é lentamente aquecida até o estado final, onde T_2 = 20°C e p_2 = 0,6 MPa, sua pressão varia linearmente com o volume específico. Os efeitos das energias cinética e potencial não são significativos. Para a amônia, (a) mostre o processo em um diagrama p–v e (b) determine o trabalho e a quantidade de calor transferida, ambos em kJ.

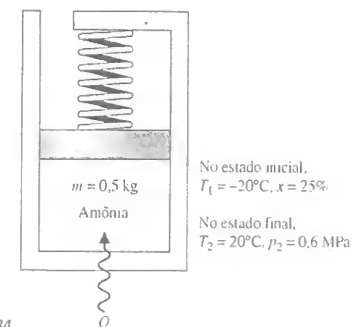



Fig. P3.84

3.85 Um galão de leite a 68°F (20°C) é colocado em um refrigerador. Se a energia for removida do leite por transferência de calor a uma taxa constante de 0,08 Btu/s (84,4 W) quanto tempo levaria, em minutos, para o leite ser resfriado até 40°F (4,4°C)? O calor específico e a massa específica do leite são 0,94 Btu/lb · °R (3,9 kJ/kg · K) e 64 lb/ft^3 (1025,2 kg/m^3), respectivamente

3.86 A Fig. P3.86 mostra um bloco de cobre isolado que recebe energia a uma taxa de 100 W de uma resistência embutida. Se o bloco possui um volume de 10^{-3} m^3 e uma temperatura inicial de 20°C, quanto tempo levaria, em minutos, para a temperatura alcançar 60°F (15,6°C)? Os dados para o cobre são fornecidos na Tabela A-19

Isolamento
Resistência
Bloco de cobre
$V = 10^{-3}$ m³,
$T_1 = 20°C$, $T_2 = 60°C$

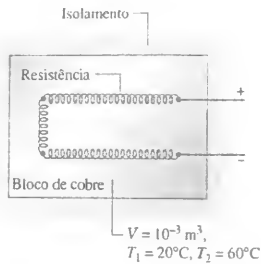



Fig. P3.86

3.87 Um tanque de cobre com massa de 13 kg perfeitamente isolado armazena 4 kg de água líquida. Inicialmente a temperatura do cobre é 27°C e a temperatura da água é 50°C. Uma resistência elétrica de massa desprezível transfere 100 kJ de energia para o conteúdo do tanque. O tanque e o seu conteúdo atingem o equilíbrio. Qual a temperatura final, em °C?

3.88 Uma barra de alumínio de 0,2 ft³ (0,006 m³), inicialmente a 200°F (93,3°C), é colocada em um tanque aberto com 4 ft³ (0,11 m³) de água líquida, inicialmente a 70°F (21,1°C). Considerando a água e a barra como sistema, determine a temperatura final de equilíbrio, em °F, desprezando o calor transferido entre o tanque e a sua vizinhança.

3.89 Cinqüenta libras (22,7 kg) de ferro fundido a uma temperatura inicial de 700°F (371,1°C) são temperadas em um tanque cheio de óleo. O tanque possui 3 ft de diâmetro e 5 ft (1,5 m) de altura. O óleo pode ser considerado incompressível com uma massa específica de 60 lb/ft³ (961,1 kg/m³) e uma temperatura inicial de 80°F (26,7°C). A massa do tanque é desprezível. Se o calor específico do ferro é 0,10 Btu/lb · °R (0,42 kJ/kg · K) e o do óleo é 0,45 Btu/lb · °R (1,9 kJ/kg · K), qual a temperatura de equilíbrio do ferro e do óleo, em °F? Despreze o calor transferido entre o tanque e a sua vizinhança.

3.90 Conforme ilustrado na Fig. P3.90, um tanque isolado fechado contém 0,15 kg de água líquida e possui uma base de 0,25 kg de cobre. As paredes finas do reservatório possuem massa desprezível. Inicialmente, o tanque e o seu conteúdo estão ambos a 30°C. Um elemento de aquecimento inserido na base de cobre é energizado com uma corrente elétrica de 10 ampères a uma voltagem de 12 V por 100 segundos. Determine a temperatura final do tanque e do seu conteúdo, em °C. Os dados para o cobre e a água líquida são fornecidos na Tabela A-19.

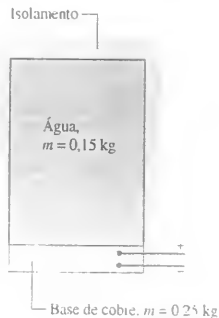



Fig. P3.90

Utilizando Dados Generalizados de Compressibilidade

3.91 Determine o fator de compressibilidade do vapor d'água a 200 bar e 470°C, utilizando

(a) dados do diagrama de compressibilidade
(b) dados das tabelas de vapor.

3.92 Determine o volume, em m³, ocupado por 40 kg de nitrogênio (N_2) a 17 MPa, 180 K.

3.93 Oxigênio (O_2) ocupa um volume de 5 ft³ (0,14 m³) a 400°R (−50,9°C). Determine a massa de oxigênio, em lb.

3.94 Determine a pressão, em lbf/in², de etano (C_2H_6) a 115°F (46,1°C) e um volume específico de 0,3 ft³/lb (0,02 m³/kg).

3.95 Um tanque contém 2 m³ de ar a −93°C e uma pressão manométrica de 1,4 MPa. Determine a massa do ar, em kg. A pressão atmosférica local é de 1 atm.

3.96 Butano (C_4H_{10}) em um conjunto cilindro-pistão é submetido a uma compressão isotérmica a 173°C de p_1 = 1,9 MPa até p_2 = 2,5 MPa. Determine o trabalho, em kJ/kg.

3.97 Cinco quilogramas de butano (C_4H_{10}) em um conjunto cilindro-pistão são submetidos a um processo de p_1 = 5 MPa, T_1 = 500 K para p_2 = 3 MPa, T_2 = 450 K durante o qual a relação entre a pressão e o volume específico é pv^n = *constante*. Determine o trabalho, em kJ.

3.98 Cinco libra-moles de dióxido de carbono (CO_2), inicialmente a 320 lbf/in² (2,2 MPa), 660°R (93,5°C), são comprimidas a pressão constante em um conjunto cilindro-pistão. Para o gás, W = −2000 Btu (−2,1 MJ). Determine a temperatura final, em °R.

3.99 Para que intervalos de pressão e temperatura o ar pode ser considerado um gás ideal? Explique sua resposta.

Trabalhando com o Modelo de Gás Ideal

3.100 Um tanque contém 0,05 m³ de nitrogênio (N_2) a −21°C e 10 MPa. Determine a massa de nitrogênio, em kg, utilizando

(a) o modelo de gás ideal.
(b) dados do diagrama de compressibilidade.

Comente sobre a aplicabilidade do modelo de gás ideal para o nitrogênio nesse estado.

3.101 Determine o erro percentual relacionado à utilização do modelo de gás ideal na determinação do volume específico de

(a) vapor d'água a 2000 lbf/in² (13,8 MPa), 700°F (371,1°C).
(b) vapor d'água a 1 lbf/in² (6,9 kPa), 200°F (93,3°C).
(c) amônia a 60 lbf/in² (413,7 kPa), 160°F (71,1°C).
(d) ar a 1 atm, 2000°R (838,1°C).
(e) Refrigerante 22 a 300 lbf/in² (2,1 MPa), 140°F (60°C).

3.102 Verifique a aplicabilidade do modelo de gás ideal

(a) para a água a 700°F (371,1°C) nas pressões de 1600 lbf/in² (11,0 MPa) e 160 lbf/in² (1,1 MPa)
(b) para o dióxido de carbono a 865 K nas pressões de 75 bar e 3 bar.

3.103 Determine a temperatura, em K, do oxigênio (O_2) a 250 bar e um volume específico de 0,003 m³/kg utilizando dados de compressibilidade generalizada e compare com o valor obtido a partir do modelo de gás ideal.

3.104 Um tanque rígido fechado contém um gás que se comporta como gás ideal, inicialmente a 27°C e com uma pressão manométrica de 300 kPa. Se o gás for aquecido até 77°C, determine a pressão final, expressa como uma pressão manométrica, em kPa. A pressão atmosférica local é de 1 atm.

3.105 Um tanque contém 10 lb (4,5 kg) de ar a 70°F (21,1°C) com uma pressão de 30 lbf/in² (206,8 kPa). Determine o volume do ar, em ft³. Verifique que o comportamento de gás ideal pode ser assumido pelo ar sob essas condições.

3.106 Compare as massas específicas, em kg/m³, de hélio e ar, cada um a 300 K, 100 kPa. Admita comportamento de gas ideal.

3.107 Utilizando o modelo de gás ideal, determine o volume, em ft³, ocupado por 1 lbmol de dioxido de argônio (Ar) gasoso a 100 lbf/in² (689,5 kPa) e 550°R (32,4°C).

3.108 Mostre que a razão de calores específicos de um gás ideal monoatômico é igual a 5/3.

3.109 Um balão com hélio em seu interior, inicialmente a 27°C e 1 bar, é solto e sobe na atmosfera até que o hélio atinja 17°C e 0,9 bar. Determine a variação percentual de volume do hélio partindo do seu volume inicial.

3.110 Integrando $\bar{c}_p(T)$ obtido a partir da Tabela A-21, determine a variação da entalpia específica, em kJ/kg, de metano (CH_4) a partir de T_1 = 320 K, p_1 = 2 bar até T_2 = 800 K, p_2 = 10 bar. Verifique o resultado utilizando o *IT* ou um programa similar.

3.111 Admitindo o comportamento de gás ideal, represente graficamente em escala as isotermas de 300, 500, 1000 e de 2000 K em um diagrama p–v.

3.112 Admitindo o comportamento de gás ideal, represente graficamente em escala as isotermas de 500, 1000, 2000 e de 4000°R (4,6; 282,4; 838,1 e 1949,1°C) em um diagrama p–v.

Utilizando Balanços de Energia com o Modelo de Gás Ideal

3.113 Conforme ilustrado na Fig. P3.113, um conjunto cilindro-pistão equipado com um agitador contém ar, inicialmente a p_1 = 30 lbf/in² (206,8 kPa), T_1 = 540°F (282,2°C) e V_1 = 4 ft³ (0,11 m³). O ar passa por um processo até um estado final em que p_2 = 20 lbf/in² (137,9 kPa) e V_2 = 4,5 ft³ (0,13 m³). Durante o processo, o agitador transfere energia *para* o ar por trabalho na quantidade de 1 Btu, enquanto o ar transfere energia por trabalho *para* o pistão na quantidade de 3,31 Btu (3,5 kJ). Admitindo que o ar se comporta como um gás ideal, determine (a) a temperatura no estado 2, em °R, e (b) a transferência de calor, em Btu.

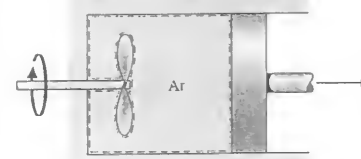



Fig. P3.113

3.114 Amônia está contida em um reservatório rígido e bem isolado. A pressão inicial é de 20 lbf/in² (137,9 kPa), a massa é 0,12 lb (0,05 kg) e o volume é de 2 ft³ (0,06 m³). O gás é misturado por um agitador, resultando em uma transferência de energia para a amônia de 20 Btu (21,1 kJ) de magnitude. Empregando o modelo de gás ideal, determine a temperatura final da amônia, em °R. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

3.115 Um conjunto cilindro-pistão contém 1 kg de nitrogênio, conforme ilustrado na Fig. P3.115. Não há atrito entre o pistão e as paredes do cilindro. A vizinhança está a 1 atm. O volume e a pressão iniciais no cilindro são 1 m³ e 1 atm, respectivamente. Calor é transferido para o nitrogênio até que o volume seja duplicado. Determine a quantidade de calor transferida durante o processo, em kJ, considerando que a razão de calores específicos é constante e dada por k = 1,4.

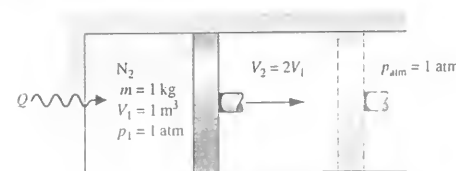



Fig. P3.115

3.116 Um conjunto cilindro-pistão contém ar a uma pressão de 30 lbf/in² (206,8 kPa) e um volume de 0,75 ft³ (0,02 m³). O ar é aquecido a pressão constante até que o seu volume seja duplicado. Admitindo o modelo de gás ideal para o ar, com a razão de calores específicos constante, dada por k = 1,4, determine o trabalho e a quantidade de calor transferida, ambos em Btu.

3.117 Conforme ilustrado na Fig. P3.117, um ventilador movido a eletricidade a uma taxa de 1,5 kW se encontra no interior de um recinto medindo 3 m × 4 m × 5 m. O recinto contém ar, inicialmente a 27°C e 0,1 MPa. O ventilador opera em regime permanente por 30 minutos. Admitindo o modelo de gás ideal, determine para o ar (a) a massa, em kg, (b) a temperatura final, em °C, e (c) a pressão final, em MPa. Não há transferência de calor entre o recinto e a vizinhança. Ignore o volume ocupado pelo ventilador e admita que o ventilador não armazena energia.

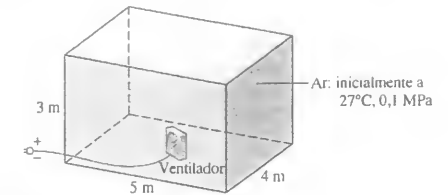



Fig. P3.117

3.118 Um conjunto cilindro-pistão contém nitrogênio (N_2) ocupando um volume de 2 ft³ (0,06 m³), inicialmente a 20 lbf/in² (137,9 kPa) e 80°F (26,7°C). O nitrogênio é comprimido até um estado final em que a pressão é de 160 lbf/in² (1,1 MPa) e a temperatura é de 300°F (148,9°C). Durante a compressão ocorre uma transferência de calor de 1,6 Btu (1,7 kJ) de magnitude, *do* nitrogênio *para* sua vizinhança. Admitindo o comportamento de gás ideal, determine para o nitrogênio (a) a massa, em lb, e (b) o trabalho, em Btu.

3.119 Conforme ilustrado na Fig. P3.119, um conjunto cilindro-pistão, cujo pistão repousa sobre um conjunto de esbarros, contém 0,5 kg do gás hélio inicialmente a 100 kPa e 25°C. A massa do pistão e o efeito da pressão atmosférica que atua sobre o pistão são tais que a pressão necessária para levantá-lo é de 500 kPa. Que quantidade de energia deve ser transferida por calor para o hélio, em kJ, antes que o pistão comece a subir? Admita o comportamento de gás ideal para o hélio.

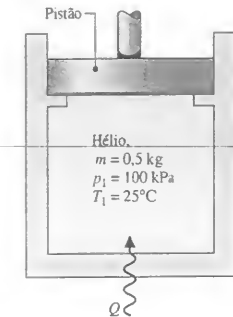



Fig. P3.119

3.120 Conforme ilustrado na Fig. P3.120, um tanque equipado com uma resistência elétrica de massa desprezível mantém 2 kg de nitrogênio (N_2) inicialmente a 27°C e 0,1 MPa. Em um período de 10 minutos é fornecida eletricidade para a resistência a uma taxa a 0,12 kW. Durante esse mesmo período uma transferência de calor de 12,59 kJ de magnitude ocorre *do* nitrogênio *para* a sua vizinhança. Considerando comportamento de gás ideal, determine a temperatura final do nitrogênio, em °C, e a pressão final, em MPa.

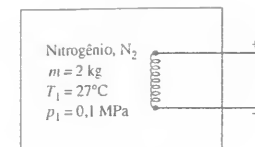



Fig. P3.120

3.121 Um tanque rígido fechado equipado com um agitador contém 0,1 kg de ar, inicialmente a 300 K e 0,1 MPa. O agitador movimenta o ar por 20 minutos, com a potência de acionamento variando em função do tempo de acordo com a expressão $\dot{W} = -10t$, onde $\dot{W}$ está em watts e t é o tempo em minutos. A temperatura final do ar é de 1060 K. Admitindo comportamento de gas ideal e que não ocorrem variações relativas às energias cinética e potencial, determine para o ar (a) a pressão final, em MPa, (b) o trabalho, em kJ, e (c) a transferência de calor, em kJ.

3.122 Conforme ilustrado na Fig. P3.122, um dos lados de um reservatório rígido e isolado mantém 2 m³ de ar inicialmente a 27°C e 0,3 MPa. Uma fina membrana separa o ar de um espaço evacuado com 3 m³ de volume. Devido à pressão do ar a membrana estica e eventualmente se rompe, permitindo que o ar ocupe todo o volume. Admitindo o modelo de gás ideal para o ar, determine (a) a massa do ar, em kg, (b) a temperatura final do ar, em K, e (c) a pressão final do ar, em MPa

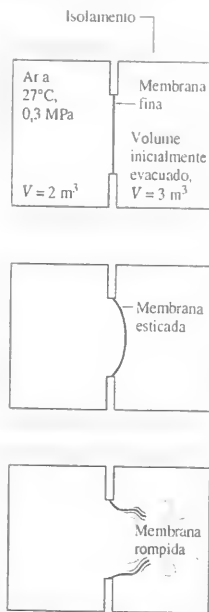



Fig. P3.122

3.123 Ar esta confinado por uma divisória em um dos lados de um reservatório rígido e isolado, como mostra a Fig. P3.123. O outro lado está inicialmente evacuado. O ar está inicialmente a $p_1 = 5$ bar, $T_1 = 500$ K e $V_1 = 0{,}2$ m³. Quando a divisória é retirada, o ar se expande de forma a preencher a totalidade do reservatório. Medidas mostram que $V_2 = 2V_1$ e $p_2 = p_1/4$. Considerando que o ar se comporta como um gás ideal, determine (a) a temperatura final, em K, e (b) a transferência de calor, em kJ.

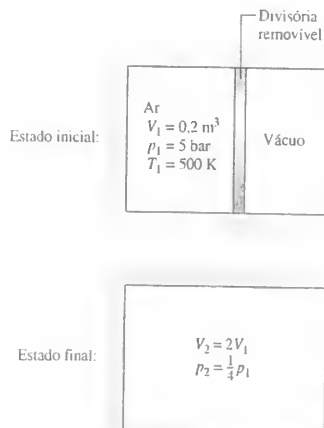



Fig. P3.123

3.124 Dois quilogramas de ar, inicialmente a 5 bar, 350 K, e 4 kg de monóxido de carbono (CO), inicialmente a 2 bar e 450 K, estão confinados em lados opostos de um reservatório rígido e perfeitamente isolado por meio de uma divisória, como ilustrado na Fig. P3.124. A divisória é livre para se mover e permite condução de um gás para o outro sem o acúmulo de energia na própria divisória. O ar e o CO se comportam como gases ideais com a razão de calores específicos constante, dada por k = 1,395. Determine no equilíbrio, (a) a temperatura, em K, (b) a pressão, em bar, e (c) o volume ocupado por cada gás, em m³.

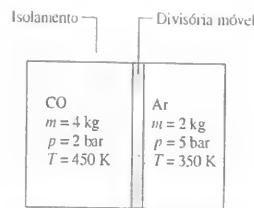



Fig. P3.124

3.125 Dois tanques não-isolados contêm ar. Inicialmente o tanque A armazena 1 lb (0,45 kg) de ar a 1440°R (526,8°C) e o tanque B contém 2 lb (0,91 kg) de ar a 900°R (226,8°C). A pressão inicial em cada tanque é de 50 lbf/in² (344,7 kPa). Uma válvula na linha que conecta os dois tanques é aberta, permitindo a mistura dos conteúdos dos tanques. Eventualmente, os conteúdos dos tanques alcançam equilíbrio à temperatura da vizinhança, dada por 520°R (15,7°C). Assumindo o comportamento de gás ideal, determine a quantidade de energia transferida como calor, em Btu, e a pressão final, em lbf/in².

3.126 Dois quilogramas de um gás com peso molecular 28 estão contidos em um tanque rígido fechado equipado com uma resistência elétrica. Por essa resistência passa uma corrente constante de 10 ampères a uma voltagem de 12 V por 10 min. Medições indicam que quando o equilíbrio é alcançado a temperatura do gás aumenta de 40,3°C. Estima-se que a transferência de calor para a vizinhança ocorre a uma taxa constante de 20 W. Considerando comportamento de gás ideal, determine o valor médio do calor específico c_p, em kJ/kg · K, do gás no intervalo de temperaturas correspondente aos dados medidos

3.127 Conforme ilustrado na Fig. P3.127, um tanque rígido contém inicialmente 3 kg de dióxido de carbono (CO_2) a 500 kPa. O tanque está conectado por uma válvula a um conjunto cilindro-pistão orientado verticalmente e contendo de início 0,05 m³ de CO_2. Embora a válvula esteja fechada, um pequeno vazamento faz com que o CO_2 escoe para o interior do cilindro até que a pressão do tanque tenha sido reduzida a 200 kPa. O peso do pistão e a pressão atmosférica mantêm uma pressão constante de 200 kPa no cilindro. Devido à transferência de calor, a temperatura do CO_2 permanece constante e igual a 290 K ao longo do tanque e do cilindro. Considerando o comportamento de gás ideal, determine para o CO_2 o trabalho e a transferência de calor, ambos em kJ.

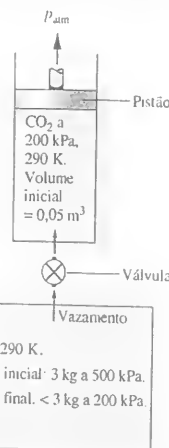



Fig. P3.127

3.128 Um tanque rígido, com volume de 2 ft³ (0,06 m³), contém ar inicialmente a 20 lbf/in² (137,9 kPa) e 500°R (4,6°C). Se o ar recebe uma quantidade de calor igual a 6 Btu (6,3 kJ), determine a temperatura final, em °R, e a pressão final em lbf/in². Considere o comportamento de gas ideal e utilize

(a) um valor constante de calor específico obtido da Tabela A-20E.
(b) uma dependência funcional para o calor específico da Tabela A-21E.
(c) dados da Tabela A-22E

3.129 Ar é comprimido adiabaticamente de $p_1 = 1$ bar, $T_1 = 300$ K até $p_2 = 15$ bar, $v_2 = 0{,}1227$ m³/kg. O ar é então resfriado a volume constante até $T_3 = 300$ K. Considerando comportamento de gás ideal e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, calcule o trabalho para o primeiro processo e a quantidade de calor transferida no segundo processo, em kJ por kg de ar. Resolva o problema de duas formas:

(a) utilizando dados da Tabela A-22
(b) utilizando um calor específico constante avaliado a 300 K.

3.130 Ar é comprimido em um conjunto cilindro-pistão de $p_1 = 10$ lbf/in² (68,9 kPa), $T_1 = 500$°R (4,6°C) até um volume final de $V_2 = 1$ ft³ (0,03 m³) em um processo descrito por $pv^{1,25}$ = *constante*. A massa do ar é de 0,5 lb (0,23 kg). Considerando comportamento de gás ideal e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine o trabalho e a quantidade de calor transferida, ambos em Btu, utilizando (a) calores específicos constantes avaliados a 500°R e (b) dados da Tabela A-22E. Compare os resultados e discuta

3.131 Hélio (He) gasoso inicialmente a 2 bar, 200 K é submetido a um processo politrópico, com $n = k$, até a pressão final de 14 bar. Determine o trabalho e o calor transferido durante o processo em kJ por kg de hélio. Considere o comportamento de gás ideal

3.132 Um conjunto cilindro-pistão contém monóxido de carbono modelado como um gás ideal com razão de calores específicos constante dada por $k = 1{,}4$. O monóxido de carbono passa por uma expansão politrópica, com $n = k$, de um estado inicial, onde $T_1 = 200$°F (93,3°C) e $p_1 = 40$ lbf/in² (275,8 kPa), até um estado final em que o volume é duas vezes o volume inicial. Determine (a) a temperatura final, em °F, e a pressão final, em lbf/in², e (b) o trabalho e a transferência de calor, ambos em Btu/lb.

3.133 Um conjunto cilindro-pistão que contém 0,2 kmol de nitrogênio (N_2) passa por dois processos em série, como e descrito a seguir:

Processo 1-2: pressão constante a 5 bar de $V_1 = 1{,}33$ m³ até $V_2 = 1$ m³.

Processo 2-3: volume constante até $p_3 = 4$ bar.

Considerando comportamento de gás ideal e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine o trabalho e o calor transferido para cada processo, em kJ

3.134 Um conjunto cilindro-pistão que contém 1 kg de ar passa por dois processos em série a partir de um estado inicial onde $p_1 = 0{,}5$ MPa e $T_1 = 227$°C:

Processo 1-2: expansão a temperatura constante até que o volume seja duas vezes o volume inicial.

Processo 2-3: aquecimento a volume constante ate que a pressão seja novamente 0,5 MPa.

Esboce os dois processos em série em um diagrama p–v. Considerando comportamento de gás ideal, determine (a) a pressão no estado 2, em MPa, (b) a temperatura no estado 3, em °C, e para cada um dos processos (c) o trabalho e o calor transferido, ambos em kJ

3.135 Um conjunto cilindro-pistão contém ar modelado como um gás ideal com razão de calores específicos constante e dada por $k = 1{,}4$. O ar passa por um ciclo de potência composto por quatro processos em série:

Processo 1-2: expansão a temperatura constante a 600 K de $p_1 = 0{,}5$ MPa até $p_2 = 0{,}4$ MPa.

Processo 2-3: expansão politrópica com $n = k$ até $p_3 = 0{,}3$ MPa.

Processo 3-4: compressão a pressão constante até $V_4 = V_1$

Processo 4-1: aquecimento a volume constante.

Esboce o ciclo em um diagrama p–v. Determine (a) o trabalho e o calor transferido para cada processo, em kJ/kg, e (b) a eficiência térmica

3.136 Uma libra de ar é submetida a um ciclo de potência que consiste nos seguintes processos:

Processo 1-2: volume constante de $p_1 = 20$ lbf/in² (137,9 kPa), $T_1 = 500$°R (4,6°C) para $T_2 = 820$°R (182,4°C)

Processo 2-3: expansão adiabática até $v_3 = 1{,}4v_2$.

Processo 3-1: compressão a pressão constante.

Esboce o ciclo em um diagrama p–v. Considerando comportamento de gás ideal, determine

(a) a pressão no estado 2, em lbf/in²
(b) a temperatura no estado 3, em °R
(c) a eficiência térmica do ciclo.

3.137 Um sistema consiste em 2 kg de dióxido de carbono gasoso inicialmente no estado 1, onde $p_1 = 1$ bar e $T_1 = 300$ K. O sistema é submetido a um ciclo de potencia que consiste nos seguintes processos.

Processo 1-2: volume constante até p_2, $p_2 > p_1$.

Processo 2-3: expansão com $pv^{1,28}$ = *constante*.

Processo 3-1: compressão a pressão constante.

Utilizando o modelo de gás ideal e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial,

(a) esboce o ciclo em um diagrama p–v
(b) represente graficamente a relação entre a eficiência térmica e a razão p_2/p_1 para o intervalo de variação de 1,05 a 4

3.138 Ar é submetido a um processo politrópico em um conjunto cilindro-pistão de $p_1 = 14{,}7$ lbf/in² (101,3 kPa) e $T_1 = 70$°F (21,1°C) até $p_2 = 100$ lbf/in² (689,5 kPa). Utilizando o *IT* ou um programa similar, represente graficamente o trabalho e o calor transferido, em Btu por lb de ar, para o expoente politrópico variando de 1,0 a 1,6. Analise o erro introduzido na quantidade de calor transferida pela consideração de c_v constante avaliado a 70°F. Discuta o resultado.

3.139 Vapor d'água, inicialmente a 5 MPa, 280°C, é submetido a um processo politrópico em um conjunto cilindro-pistão até uma pressão final de 20 MPa. Utilizando o *IT* ou um programa similar represente graficamente o calor transferido, em kJ por kg de vapor, para expoentes politrópicos variando entre 1,0 e 1,6. Analise o erro introduzido na quantidade de calor transferida pela consideração de comportamento de gás ideal para o vapor. Discuta o resultado.

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

3.1P Dermatologistas removem marcas na pele de pacientes pela aplicação de *sprays* com tubos de nitrogênio liquido (N_2). Investigue como o nitrogênio liquido é produzido e entregue aos médicos e como estes lidam com o nitrogênio liquido em suas práticas. Investigue também as vantagens e desvantagens desse tipo de abordagem para a remoção de marcas na pele em comparação com abordagens alternativas utilizadas atualmente. Escreva um relatório incluindo no mínimo três referências.

3.2P Embora utilizados como fluidos refrigerantes em refrigeradores e *freezers* em outras partes do mundo, os hidrocarbonetos não continuarão em uso nos Estados Unidos em virtude da preocupação com as responsabilidades envolvidas quando ocorrem acidentes. Pesquise sobre a segurança relativa à utilização dos hidrocarbonetos como fluidos refrigerantes. Escreva um relatório incluindo no mínimo três referências

3.3P O gás metano gerado pela decomposição de lixo de aterros possui valor econômico. Pesquise na literatura os possíveis usos do gás proveniente de aterros. Contacte o administrador de um grande aterro perto de sua região para saber sobre a captura e o uso, se houver, do gás gerado a partir do lixo. Escreva um relatório incluindo no mínimo três referências

3.4P Engenheiros metalúrgicos utilizam um diagrama de fases para o estudo de *transformações alotrópicas*, que são transformações de fase dentro

da região de sólido. Que características do comportamento de fases em sólidos são importantes nos campos de metalurgia e processamento de materiais? Escreva um relatório incluindo no mínimo três referências.

3.5P O uso do calorímetro a *volume constante* para medir o valor da caloria de alimentos e outras substâncias, conforme ilustrado no Exemplo 3.6, é um dos três tipos gerais de calorimetria biológica. Os dois outros são a *calorimetria diferencial de varredura* e a *calorimetria de titulação isotérmica*. Considerando esses dois, investigue os objetivos e a instrumentação de cada um. Apresente as informações obtidas em um memorando, incluindo esboços da respectiva instrumentação juntamente com um resumo de como a instrumentação é utilizada em laboratórios.

3.6P Projete um frasco de laboratório para conter até 10 kmol de vapor de mercúrio a pressões de até 3 MPa e temperaturas de 900 a 1000 K. Considere a saúde e a segurança dos técnicos que trabalhariam com tal recipiente contendo vapor de mercúrio. A relação p–v–T para o vapor de mercúrio pode ser expressa como

$$p = RT/v - T/v^2\exp(10{,}3338 - 0{,}0312095/T - 2{,}07950\ln T)$$

onde T é dado em K, v em m^3/kg e p em Pa.

3.7P Um método de modelagem do comportamento de gases do ponto de vista microscópico é conhecido como *teoria cinética dos gases*. Utilizando a teoria cinética, derive a equação de estado de gás ideal e explique a variação do calor específico de gás ideal c_v com a temperatura. A utilização da teoria cinética está limitada ao comportamento de gás ideal? Resuma suas respostas em um memorando.

3.8P Um artigo de jornal informa que no mesmo dia em que uma companhia aérea cancelou onze vôos que partiriam de Las Vegas porque a temperatura local estava próxima do limite operacional de 117°F (47,2°C) para seus jatos, uma outra cancelou sete vôos que partiriam de Denver porque a temperatura local estava acima do nível operacional de 104°F (40°C) para seus aviões a hélice. Prepare uma apresentação de 30 min, adequada para uma aula de ciências do ensino médio, explicando as considerações técnicas relativas a esses cancelamentos.

3.9P A imprudência relativa ao uso de pneus com baixa calibragem tem provocado acidentes envolvendo o capotamento de veículos. Em virtude disso, o Congresso dos Estados Unidos aprovou uma legislação determinando que veículos novos com peso inferior a 10.000 lbf (44,5 kN) devem ser equipados com um sistema de alerta relativo à pressão dos pneus, e orientou a Administração Nacional de Segurança nas Estradas dos Estados Unidos a publicar uma regra. Essa regra deve exigir que os fabricantes de carros instalem um sistema que irá monitorar a pressão dos quatro pneus, sendo capaz de alertar os motoristas quando um pneu estiver perigosamente abaixo da calibragem recomendada. Espera-se que transdutores *microeletromecânicos* exerçam um papel em tais sistemas. Investigue as opções técnicas de sistemas capazes de monitorar a pressão dos pneus, inclusive os méritos dos sistemas sem bateria. Escreva um relatório incluindo no mínimo três referências.

3.10P A captura e o armazenamento de dióxido de carbono estão em foco atualmente por reduzir os efeitos do aquecimento global e das mudanças climáticas provocados pela queima de combustíveis fósseis. Uma abordagem muito conhecida está ilustrada na Fig. 3.10P, e consiste em remover CO_2 do gás de exaustão de uma usina e injetá-lo em uma formação geológica subterrânea. Analise criticamente esse tipo de abordagem para a administração em larga escala de CO_2 gerado pela atividade humana, incluindo os aspectos técnicos e os custos relacionados. Considere os principais métodos de captura de CO_2 a partir das correntes de gás, os problemas relacionados à injeção de CO_2 em grandes profundidades e as conseqüências da migração do CO_2 proveniente do armazenamento. Formule uma posição a favor ou contra o desenvolvimento desse tipo de tecnologia. Escreva um relatório incluindo no mínimo três referências.

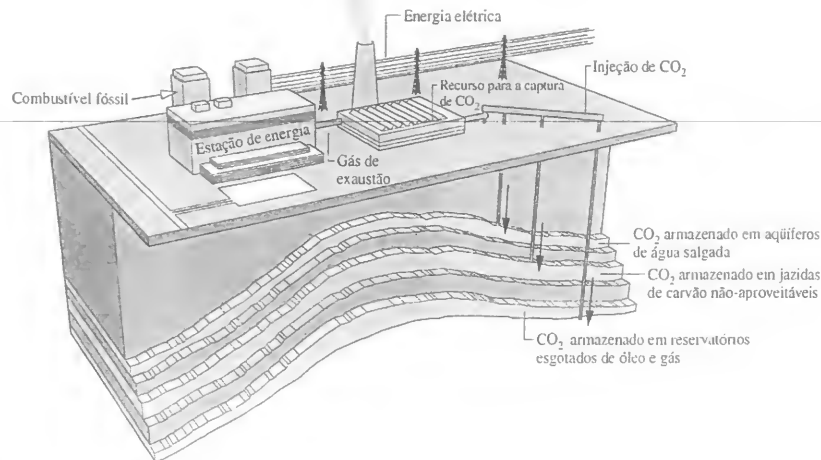



Fig. P3.10P

Análise do Volume de Controle Utilizando Energia

Contexto de Engenharia

O objetivo deste capítulo é o de desenvolver e ilustrar o uso dos princípios de conservação de massa e de energia nas suas formulações de volume de controle. Os balanços de massa e de energia para volumes de controle são discutidos nas Seções 4.1 e 4.4, respectivamente. Esses balanços são aplicados nas Seções 4.5-4.11 para volumes de controle em regime permanente e na Seção 4.12 para aplicações dependentes do tempo (transientes).

Embora dispositivos que permitem fluxo de massa, tais como turbinas, bombas e compressores, possam em princípio ser analisados estudando-se uma certa quantidade de matéria (um sistema fechado) conforme ela escoa ao longo do dispositivo, é normalmente preferível pensar em uma região do espaço através da qual a massa escoa (um volume de controle). Da mesma forma que em um sistema fechado, a transferência de energia ao longo da fronteira de um volume de controle pode ocorrer por meio de trabalho e de calor. Além disso, um outro tipo de transferência de energia deve ser considerado — a energia que acompanha a massa quando esta entra ou sai.

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo estará apto a....

✓ demonstrar conhecimento dos conceitos fundamentais relacionados à análise de volumes de controle, incluindo distinguir entre regime permanente e análise transiente, distinguir entre vazão mássica e vazão volumétrica e os significados de escoamento unidimensional e de trabalho de escoamento.

✓ aplicar os balanços de massa e de energia aos volumes de controle.

✓ desenvolver modelos apropriados de engenharia para volumes de controle, com especial atenção para a análise de componentes normalmente encontrados na prática de engenharia tais como bocais, difusores, turbinas, compressores, trocadores de calor, dispositivos de estrangulamento e sistemas integrados que incorporam dois ou mais componentes.

✓ utilizar dados de propriedades na análise de volume de controle apropriadamente.

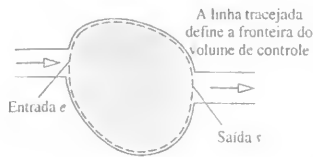



Fig. 4.1 Volume de controle com uma entrada e uma saida.

4.1 Conservação de Massa para um Volume de Controle

Nesta seção será desenvolvida e ilustrada uma expressão para o princípio da conservação de massa para volumes de controle. Como parte da apresentação, o modelo de escoamento unidimensional será introduzido.

4.1.1 Desenvolvendo o Balanço da Taxa de Massa

conservação de massa

O balanço da taxa de massa para volumes de controle é apresentado utilizando-se a Fig. 4.1, a qual mostra um volume de controle com fluxo de entrada de massa *e* e saída *s*, respectivamente. Quando aplicado a tal volume de controle, o princípio da ***conservação de massa*** estabelece que

$$\begin{bmatrix} \text{taxa temporal de variação} \\ \text{da massa contida no interior} \\ \text{do volume de controle} \\ \text{no instante } t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{taxa temporal de} \\ \text{fluxo de massa} \\ \text{através da entrada} \\ e \text{ no instante } t \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \text{taxa temporal de} \\ \text{fluxo de massa} \\ \text{através da saída } s \text{ no} \\ \text{instante } t \end{bmatrix}$$

Representando a massa contida no volume de controle no instante t por $m_{vc}(t)$, esse enunciado do princípio da conservação de massa pode ser expresso matematicamente por

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \tag{4.1}$$

vazões mássicas

onde dm_{vc}/dt é a taxa temporal da variação de massa contida no interior do volume de controle e $\dot{m}_e$ e $\dot{m}_s$ são, respectivamente, as ***vazões mássicas*** instantâneas na entrada e na saída. Como nos símbolos $\dot{W}$ e $\dot{Q}$, os "pontos" nas grandezas $\dot{m}_e$ e $\dot{m}_s$ denotam taxas temporais de transferência. No sistema SI todos os termos da Eq. 4.1 são expressos em kg/s. Quando unidades inglesas são empregadas, todos os termos são expressos em lb/s. Uma discussão sobre o desenvolvimento da Eq. 4.1 pode ser encontrada no boxe.

Em geral, podem existir vários locais na fronteira através dos quais a massa entra ou sai. Isso pode ser levado em conta através do somatório, conforme a seguir

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \tag{4.2}$$

balanço da taxa de massa

A Eq. 4.2 é o ***balanço da taxa de massa*** em termos de taxa para volumes de controle com várias entradas e saídas. Ela é a formulação do princípio de conservação de massa normalmente empregada em engenharia. Outras formas de balanço de massa em termos de taxa serão consideradas em discussões posteriores.

Desenvolvendo o Balanço de Massa para um Volume de Controle

Para cada uma das propriedades extensivas dadas por massa, energia e entropia (Cap. 6), a formulação do balanço da propriedade para um volume de controle pode ser obtida através de uma transformação do sistema fechado correspondente. Isso será considerado para massa, lembrando que a massa de um sistema fechado é constante.

As figuras correspondentes a essa discussão mostram um sistema que consiste em uma quantidade fixa de matéria m que ocupa diferentes regiões em um instante t e em um outro, mais tarde, $t + \Delta t$. A massa sob consideração está ilustrada em um tom mais escuro nas figuras. Em um instante t, a massa é dada pela soma $m = m_{vc}(t) + m_e$, onde $m_{vc}(t)$ é a massa contida no interior do volume de controle e m_e é a massa no interior da pequena região designada por e, adjacente ao volume de controle. A quantidade fixa de matéria m será estudada à medida que o tempo transcorre.

Em um intervalo de tempo Δt, toda a massa da região e atravessa a fronteira do volume de controle, enquanto uma certa porção de massa, designada por m_s, inicialmente contida no interior do volume de controle, escapa de modo a preencher a região designada por s adjacente ao volume de controle. Embora as massas nas regiões e e s, assim como nos volumes de controle, sejam diferentes nos instantes t e $t + \Delta t$, a quantidade *total* de massa é constante. Dessa forma,

$$m_{vc}(t) + m_e = m_{vc}(t + \Delta t) + m_s \tag{a}$$

ou rearrumando

$$m_{vc}(t + \Delta t) - m_{vc}(t) = m_e - m_s \tag{b}$$

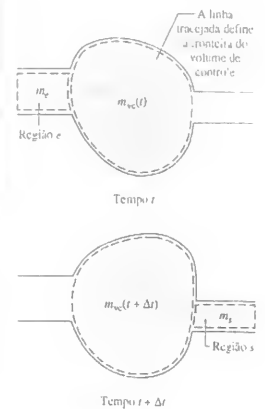
A Eq. (b) é um balanço *contábil* para massa que enuncia que a variação de massa no volume de controle durante o intervalo de tempo Δt é igual à quantidade de massa que entra subtraída da quantidade que sai.

A equação (b) pode ser expressa em termos de uma taxa temporal. Primeiramente, divide-se por Δt de modo a obter

$$\frac{m_{vc}(t + \Delta t) - m_{vc}(t)}{\Delta t} = \frac{m_e}{\Delta t} - \frac{m_s}{\Delta t} \tag{c}$$

Assim, tomando-se o limite à medida que Δt tende a zero, a Eq. (c) transforma-se na Eq. 4.1, a *equação da taxa instantânea de massa em um volume de controle*

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \tag{4.1}$$

onde dm_{vc}/dt indica a taxa temporal da variação de massa contida no interior do volume de controle e $\dot{m}_e$ e $\dot{m}_s$ são, respectivamente, as vazões mássicas na entrada e na saída, ambas no instante t.

4.1.2 Analisando a Vazão Mássica

Uma expressão para a vazão mássica $\dot{m}$ da matéria que entra ou sai de um volume de controle pode ser obtida em termos de propriedades locais, considerando uma pequena quantidade de matéria que escoa com uma velocidade V através de uma área infinitesimal dA em um intervalo de tempo Δt, como ilustrado na Fig. 4.2. Como essa parcela da fronteira do volume de controle pela qual a massa escoa não se encontra necessariamente em repouso, a velocidade mostrada na figura é entendida como a velocidade *relativa* à área dA. A velocidade pode ser decomposta nas componentes normal e tangencial ao plano que contém dA. No desenvolvimento a seguir, V_n representa a componente da velocidade relativa normal a dA na direção do escoamento.

O *volume* de matéria cruzando dA durante o intervalo de tempo Δt mostrado na Fig. 4.2 é um cilindro oblíquo com um volume igual ao produto da área de sua base dA pela sua altura $V_n\Delta t$. A multiplicação pela massa específica ρ fornece a quantidade de massa que cruza dA em um tempo Δt

Fig. 4.2 Ilustração utilizada para o desenvolvimento de uma expressão para a vazão mássica em termos de propriedades locais do fluido.

$$\begin{bmatrix} \text{quantidade de massa} \\ \text{cruzando } dA \text{ durante o} \\ \text{intervalo de tempo } \Delta t \end{bmatrix} = \rho(V_n\,\Delta t)\,dA$$

Dividindo ambos os lados dessa equação por Δt e tomando o limite quando Δt tende a zero, a vazão mássica instantânea ao longo da área infinitesimal dA é

$$\begin{bmatrix} \text{taxa instantânea de} \\ \text{fluxo de massa} \\ \text{cruzando } dA \end{bmatrix} = \rho V_n\,dA$$

Quando essa relação é integrada ao longo da área A através da qual a massa escoa, obtém-se uma expressão para a vazão mássica

$$\dot{m} = \int_A \rho V_n\,dA \tag{4.3}$$

A Eq. 4.3 pode ser aplicada nas entradas e saídas de modo a se calcular as vazões mássicas que entram e saem do volume de controle.

4.2 Formas do Balanço de Massa em Termos de Taxa

O balanço da taxa de massa, Eq. 4.2, é uma formulação importante para a análise em volume de controle. No entanto, em muitos casos é conveniente aplicar o balanço de massa com formulações mais adequadas aos objetivos em vista. Nesta seção são consideradas algumas formas alternativas.

4.2.1 Formulação do Balanço da Taxa de Massa para Escoamento Unidimensional

Quando um fluxo de massa que entra ou sai de um volume de controle satisfaz às idealizações que se seguem, ele é considerado ***unidimensional***:

escoamento unidimensional

> *Tome Nota.*
> **Nas análises de volume de controle subseqüentes admitiremos rotineiramente que as idealizações de escoamento unidimensional sejam apropriadas. Assim, a hipótese de escoamento unidimensional não se encontra explicitamente listada nos exemplos resolvidos.**

- O escoamento é normal à fronteira nas posições onde a massa entra ou sai do volume de controle.
- *Todas* as propriedades intensivas, incluindo a velocidade e a massa específica, são *uniformes com relação à posição* (valores globais médios) ao longo de cada área de entrada ou saída através da qual a massa escoa.

➥ **POR EXEMPLO...** A Fig. 4.3 ilustra o significado do escoamento unidimensional. A área através da qual a massa escoa é representada por A. O símbolo V indica um único valor que representa a velocidade de escoamento do ar. Analogamente, T e v são valores únicos que representam a temperatura e o volume específico, respectivamente, do escoamento do ar. ⮨

Quando o escoamento é unidimensional, a Eq. 4.3 para a vazão mássica torna-se

$$\dot{m} = \rho A V \quad \text{(escoamento unidimensional)} \tag{4.4a}$$

ou, em termos do volume específico,

$$\dot{m} = \frac{AV}{v} \quad \text{(escoamento unidimensional)} \tag{4.4b}$$

vazão volumétrica

Quando a área está em m², a velocidade em m/s e o volume específico em m³/kg, a vazão mássica determinada a partir da Eq. 4.4b aparece em kg/s, conforme pode ser verificado. O produto AV nas Eqs. 4.4 é a ***vazão volumétrica***. A vazão volumétrica tem dimensões de m³/s ou ft³/s.

A substituição da Eq. 4.4b na Eq. 4.2 resulta em uma expressão para o princípio da conservação de massa para volume de controle limitada ao caso de escoamento unidimensional nas entradas e saídas.

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \frac{A_e V_e}{v_e} - \sum_s \frac{A_s V_s}{v_s} \quad \text{(escoamento unidimensional)} \tag{4.5}$$

Note que a Eq. 4.5 envolve somatórios ao longo das entradas e saídas do volume de controle. Cada termo em cada um desses somatórios refere-se a uma certa entrada ou saída. A área, a velocidade e o volume específico que aparecem em um termo referem-se apenas à entrada ou à saída correspondente.

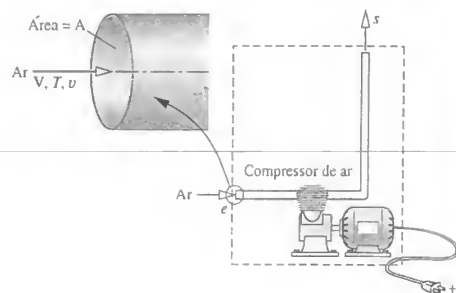



Fig. 4.3 Ilustração do modelo de escoamento unidimensional.

4.2.2 Formulação do Balanço da Taxa de Massa para Regime Permanente

regime permanente

Muitos sistemas de engenharia podem ser idealizados como estando em ***regime permanente***, indicando que *nenhuma* das propriedades se altera com o tempo. Para um volume de controle em regime permanente a identidade da matéria no interior do volume de controle varia continuamente, mas a quantidade total presente em qualquer instante permanece constante, assim $dm_{vc}/dt = 0$ e a Eq. 4.2 reduz-se a

$$\underset{\text{(taxa de entrada de massa)}}{\sum_e \dot{m}_e} = \underset{\text{(taxa de saída de massa)}}{\sum_s \dot{m}_s} \tag{4.6}$$

Ou seja, as taxas totais de vazão mássica nas entradas e saídas são iguais.

Observe que a igualdade entre as taxas totais de entrada e saída não implica necessariamente que um volume de controle se encontra em regime permanente. Embora a quantidade total de massa no interior do volume de controle em qualquer instante seja constante, outras propriedades, como temperatura e pressão, podem estar variando com o tempo. Quando um volume de controle encontra-se em regime permanente, *cada* propriedade é independente do tempo. Note também que a hipótese de regime permanente e a de escoamento unidimensional são idealizações independentes. Uma hipótese não pressupõe a outra.

4.2.3 Formulação Integral do Balanço da Taxa de Massa

Será considerado a seguir o balanço de massa expresso em termos de propriedades locais. A massa total contida no interior do volume de controle em um instante t pode estar relacionada com a massa específica local como se segue

$$m_{vc}(t) = \int_V \rho \, dV \tag{4.7}$$

onde a integração é realizada ao longo do volume no instante t.

Com as Eqs. 4.3 e 4.7 o balanço da taxa de massa, Eq. 4.2, pode ser escrito como

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho \, dV = \sum_e \left(\int_A \rho V_n \, dA\right)_e - \sum_s \left(\int_A \rho V_n \, dA\right)_s \tag{4.8}$$

fluxo de massa

em que as integrais de área são avaliadas nas regiões onde a massa entra e sai, respectivamente, do volume de controle. O produto ρV_n que aparece nessa equação é conhecido como o ***fluxo de massa***, e fornece a taxa temporal de escoamento de massa por unidade de área. Para a avaliação dos termos do lado direito da Eq. 4.8 necessita-se de informações sobre a variação do fluxo de massa ao longo das áreas associadas ao escoamento. A formulação do princípio de conservação de massa dada pela Eq. 4.8 é usualmente explorada em detalhes na mecânica dos fluidos.

4.3 Aplicações do Balanço da Taxa de Massa

4.3.1 Aplicação em Regime Permanente

Para um volume de controle em regime permanente, a situação da massa em seu interior e em sua fronteira não se altera com o tempo.

O Exemplo 4.1 ilustra uma aplicação da formulação do balanço de massa para um volume de controle em regime permanente englobando uma câmara de mistura denominada *aquecedor de água*. Os aquecedores de água são componentes dos sistemas de potência a vapor considerados no Cap. 8.

Exemplo 4.1 AQUECEDOR DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO EM REGIME PERMANENTE

Um aquecedor de água operando em regime permanente possui duas entradas e uma saída. Na entrada 1, o vapor d'água entra a p_1 = 7 bar, T_1 = 200°C com uma vazão mássica de 40 kg/s. Na entrada 2, água líquida a p_2 = 7 bar, T_2 = 40°C entra através de uma área A_2 = 25 cm². Líquido saturado a 7 bar sai em 3 com uma vazão volumétrica de 0,06 m³/s. Determine a vazão mássica na entrada 2 e na saída, em kg/s, e a velocidade na entrada 2, em m/s.

Solução

Dado: um fluxo de vapor d'água se mistura com um fluxo de água líquida produzindo um fluxo de líquido saturado na saída. Os estados nas entradas e na saída são especificados. Dados sobre as taxas de vazão mássica e de vazão volumétrica são fornecidos em uma entrada e na saída, respectivamente.

Pede-se: determine a vazão mássica na entrada 2 e na saída e a velocidade V_2.

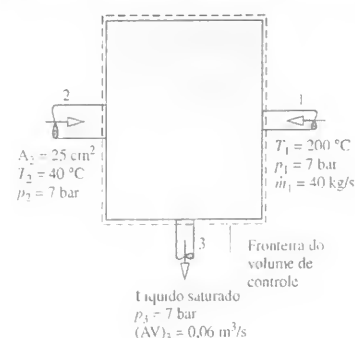
Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Modelo de Engenharia: o volume de controle mostrado na figura encontra-se em regime permanente.

Fig. E4.1

Análise: as principais relações a serem empregadas são o balanço da taxa de massa (Eq 4.2) e a expressão $\dot{m} = AV/v$ (Eq. 4.4b) No regime permanente o balanço da taxa de massa torna-se

❶
$$\frac{dm_{vc}}{dt}^{0} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 - \dot{m}_3$$

Resolvendo para $\dot{m}_2$,

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_1$$

A vazão mássica $\dot{m}_1$ é fornecida. A vazão mássica na saída pode ser avaliada pela vazão volumétrica dada por

$$\dot{m}_3 = \frac{(AV)_3}{v_3}$$

onde v_3 é o volume específico na saída. Ao se escrever esta expressão a hipótese de escoamento unidimensional é adotada. Da Tabela A-3, $v_3 = 1{,}108 \times 10^{-3}$ m³/kg. Assim,

$$\dot{m}_3 = \frac{0{,}06\ \text{m}^3/\text{s}}{(1{,}108 \times 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{kg})} = 54{,}15\ \text{kg/s}$$

A vazão mássica na entrada 2 é, então,

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_1 = 54{,}15 - 40 = 14{,}15\ \text{kg/s}$$

Para o escoamento unidimensional em 2, $\dot{m}_2 = A_2V_2/v_2$, assim

$$V_2 = \dot{m}_2 v_2 / A_2$$

O estado 2 corresponde a líquido comprimido. O volume específico nesse estado pode ser aproximado por $v_2 \approx v_f(T_2)$ (Eq. 3.11). Da Tabela A-2 a 40°C, $v_2 = 1{,}0078 \times 10^{-3}$ m³/kg. Então,

$$V_2 = \frac{(14{,}15\ \text{kg/s})(1{,}0078 \times 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{kg})}{25\ \text{cm}^2}\left|\frac{10^4\ \text{cm}^2}{1\ \text{m}^2}\right| = 5{,}7\ \text{m/s}$$

❶ De acordo com a Eq. 4.6, a vazão mássica na saída é igual à soma das vazões nas entradas. Como exercício, mostre que a vazão volumétrica na saída *não é igual* à soma das vazões volumétricas nas entradas.

Teste-Relâmpago

Analise a vazão volumétrica em m³/s em cada entrada.

Resposta: $(AV)_1 = 12$ m³/s, $(AV)_2 = 0{,}01$ m³/s

4.3.2 Aplicação Dependente do Tempo (Transiente)

Muitos dispositivos passam por períodos de operação durante os quais o estado varia com o tempo — por exemplo, o acionamento e o desligamento de motores. Exemplos adicionais incluem o processo de enchimento ou de descarga de recipientes. O modelo de regime permanente não é apropriado na análise de casos dependentes do tempo (transientes).

O Exemplo 4.2 ilustra uma aplicação não-permanente, ou transiente, do balanço da taxa de massa. Nesse caso, enche-se um barril com água.

Exemplo 4.2 - ENCHENDO UM BARRIL COM ÁGUA

A água escoa para um barril aberto a partir de seu topo com uma vazão mássica constante de 30 lb/s (13,6 kg/s). Essa água sai por um tubo perto da base com uma vazão mássica proporcional à altura do líquido no interior do barril, que é igual a $\dot{m}_s = 9L$, onde L é a altura instantânea de líquido em ft. A área da base é 3 ft² (0,28 m²) e a massa específica da água é de 62,4 lb/ft³ (999,6 kg/m³). Se o barril se encontra inicialmente vazio, faça um gráfico da variação da altura do líquido com o tempo e comente esse resultado.

Solução

Dado: água entra e sai através de um barril inicialmente vazio. A vazão mássica na entrada é constante. Na saída, a vazão mássica é proporcional à altura do líquido no barril.

Pede-se: esboçar graficamente a variação da altura do líquido com o tempo e comentar

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

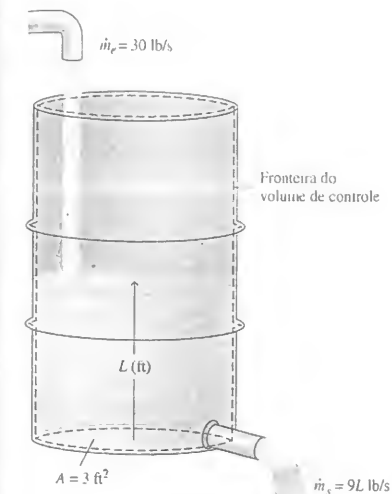



Fig. E4.2a

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle é definido pela linha pontilhada no diagrama.
2. A massa específica da água é constante.

Análise: para o volume de controle com uma entrada e uma saída, a Eq. 4.2 reduz-se a

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s$$

A massa de água contida no interior do barril em um instante t é dada por

$$m_{vc}(t) = \rho A L(t)$$

onde ρ é a massa específica, A é a área da base e $L(t)$ é a altura instantânea do líquido. Substituindo-se essas variáveis no balanço de massa juntamente com as vazões mássicas fornecidas

$$\frac{d(\rho A L)}{dt} = 30 - 9L$$

Como a massa específica e a área são constantes, essa equação pode ser escrita como

$$\frac{dL}{dt} + \left(\frac{9}{\rho A}\right)L = \frac{30}{\rho A}$$

que é uma equação diferencial ordinária de primeira ordem com coeficientes constantes. A solução é

❶
$$L = 3{,}33 + C\exp\left(-\frac{9t}{\rho A}\right)$$

onde C é a constante de integração. A solução pode ser verificada pela sua substituição na equação diferencial.

Para avaliar C, use a condição inicial: em $t = 0$, $L = 0$. Assim, $C = -3{,}33$, e a solução pode ser escrita como

$$L = 3{,}33[1 - \exp(-9t/\rho A)]$$

Substituindo $\rho = 62{,}4$ lb/ft³ e A = 3 ft², resulta em

$$L = 3{,}33[1 - \exp(-0{,}048t)]$$

Essa relação pode ser esboçada graficamente à mão ou usando um programa de computador apropriado. O resultado é

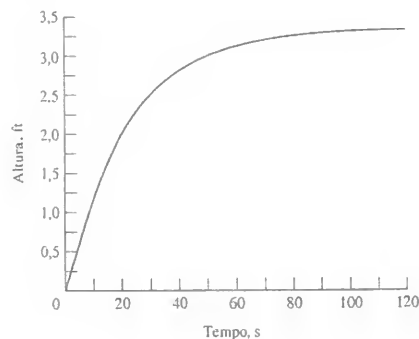



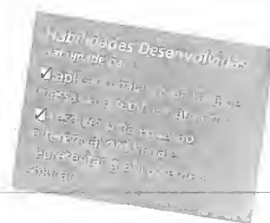
Fig. E4.2b

Pelo gráfico, podemos verificar que inicialmente a altura do líquido aumenta rapidamente e em seguida ela se estabiliza. Após cerca de 100 s a altura permanece aproximadamente constante com o tempo. Nesse ponto a vazão de água na entrada do barril se iguala à taxa de saída. Do gráfico, o valor-limite de L é 3,33 ft, o que também pode ser verificado tomando-se o limite da solução analítica quando $t \to \infty$.

❶ Alternativamente, essa equação diferencial pode ser resolvida usando o *Interactive Thermodynamics: IT*, ou um programa similar. A equação diferencial pode ser expressa por

```
der(L, t) + (9 * L)/(rho * A) = 30/(rho * A)
rho = 62,4 // lb/ft³
A = 3 // ft²
```

onde der(L,t) é dL/dt, rho é a massa específica ρ e A é a área. Usando o botão **Explore**, imponha a condição inicial em $L = 0$ e varie t desde 0 até 200 com 0,5 de passo. A seguir, o gráfico pode ser construído usando o botão **Graph**.

Habilidades Desenvolvidas

Se a vazão mássica da água que está escoando para dentro do barril fosse de 27 lb/s (12,2 kg/s) e todos os outros dados permanecessem os mesmos, qual seria o valor-limite da altura do líquido, L, em ft?

Resposta: 3,0 ft.

O coração humano fornece um bom exemplo de como sistemas biológicos podem ser modelados como volumes de controle. A Fig. 4.4 mostra a seção transversal de um coração humano. O fluxo é controlado por válvulas que permitem de forma intermitente que o sangue entre nas veias e saia através de artérias conforme os músculos do coração bombeiam. Trabalho é realizado para aumentar a pressão do sangue, que deixa o coração a um nível que irá impulsioná-lo através do sistema cardiovascular do corpo. Observe que a fronteira do volume de controle que engloba o coração não é fixa, mas se move com o tempo conforme o coração pulsa.

A compreensão da condição médica conhecida como *arritmia* requer a consideração do comportamento dependente do tempo do coração. Ele pode se apresentar sob diversas formas. O coração pode bater de forma irregular, pular uma batida ou bater muito rapidamente ou lentamente. Uma arritmia pode ser detectada através da auscultação do coração com um estetoscópio, porém um eletrocardiograma oferece uma aproximação mais precisa. Embora a arritmia ocorra em pessoas sem doenças básicas de coração, pacientes com sérios sintomas podem necessitar de tratamento para manter suas batidas cardíacas regulares. Muitos pacientes com arritmia não necessitam de qualquer intervenção médica.

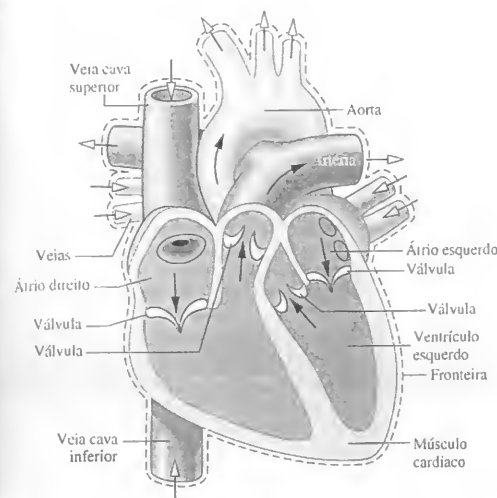



Fig. 4.4 Volume de controle englobando o coração.

4.4 Conservação de Energia para um Volume de Controle

Nesta seção é obtida uma formulação do balanço de energia em termos de taxa para volumes de controle. O balanço de energia exerce um importante papel em seções posteriores deste livro.

4.4.1 Desenvolvendo o Balanço da Taxa de Energia para um Volume de Controle

Iniciemos observando que a formulação de volume de controle do balanço de energia pode ser deduzida com uma abordagem semelhante à utilizada no boxe da Seção 4.1.1, onde o balanço da taxa de massa para volume de controle é obtido transformando-se a formulação para sistema fechado. O presente desenvolvimento se dá de maneira menos formal, utilizando o argumento de que, como a massa, a energia é uma propriedade extensiva, assim também pode ser transferida para dentro ou para fora de um volume de controle como resultado da massa que atravessa a fronteira. Como essa é a principal diferença entre o sistema fechado e a formulação de volume de controle, o balanço da taxa de energia para volume de controle pode ser obtido modificando-se o balanço da taxa de energia para sistema fechado de forma a levar em conta essas transferências de energia.

Dessa forma, o princípio da *conservação de energia* aplicado a um volume de controle estabelece:

[*taxa* temporal *de variação* da energia contida no interior do volume de controle *no instante t*]	=	[*taxa* líquida na qual a energia está sendo transferida para dentro por transferência de calor *no instante t*]	−	[*taxa* líquida na qual a energia está sendo transferida para fora por trabalho *no instante t*]	+	[*taxa* líquida da energia transferida *para* o volume de controle juntamente com fluxo de massa]

Para o volume de controle com uma entrada e uma saída com escoamento unidimensional, ilustrado na Fig. 4.5, o balanço da taxa de energia é

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \underline{\dot{m}_e\left(u_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right)} - \underline{\dot{m}_s\left(u_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right)} \qquad (4.9)$$

onde E_{vc} representa a energia do volume de controle no instante t. Os termos $\dot{Q}$ e $\dot{W}$ representam, respectivamente, a taxa líquida de transferência de energia por calor e por trabalho através da fronteira do volume de controle no instante t. Os termos sublinhados representam as taxas de transferência de energia interna, cinética e potencial dos fluxos de entrada e saída. Se não houver fluxo de massa de entrada ou saída, as vazões mássicas respectivas são nulas e os termos sublinhados correspondentes desaparecem da Eq. 4.9. A equação se reduz então à forma da taxa temporal do balanço de energia para sistemas fechados, Eq. 2.37.

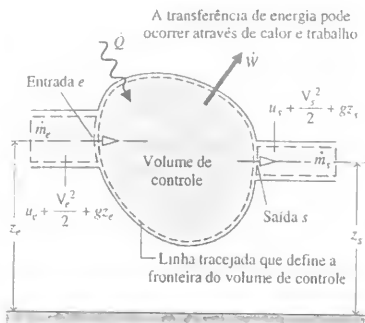



Fig. 4.5 Figura utilizada para o desenvolvimento da Eq. 4.9.

A seguir, a Eq. 4.9 será colocada em uma forma alternativa, mais conveniente para as aplicações subseqüentes. Isso será feito reorganizando o termo $\dot{W}$ do trabalho, que representa a taxa líquida de transferência de energia sob a forma de trabalho ao longo de *todas* as partes da fronteira do volume de controle.

4.4.2 Avaliando o Trabalho para um Volume de Controle

Por ser o trabalho sempre realizado sobre ou por um volume de controle onde a matéria escoa através da fronteira, é conveniente separar o termo de trabalho $\dot{W}$ da Eq. 4.9 em *duas contribuições*. Uma é o trabalho associado à pressão do fluido à medida que a massa é introduzida nas entradas e removida nas saídas. A outra contribuição, designada por $\dot{W}_{vc}$, inclui *todos os outros* efeitos devidos ao trabalho, como aqueles associados a eixos que giram, a deslocamentos de fronteira e a efeitos elétricos.

Considere o trabalho associado à pressão da matéria escoando através de uma saída s. Como se pode observar a partir da Eq. 2.13, a taxa de transferência de energia por trabalho pode ser expressa pelo produto da força pela velocidade no ponto de aplicação da força. Conseqüentemente, o produto da força normal, p_sA_s, pela velocidade do fluido, V_s, corresponde à *taxa* pela qual o trabalho é realizado na saída pela força normal (normal em relação à área de saída na direção do escoamento) devido à pressão. Ou seja,

$$\left[\begin{array}{c}\text{taxa temporal de}\\ \text{transferência de energia por}\\ \text{trabalho } \textit{saindo} \text{ do volume}\\ \text{de controle na saída } s\end{array}\right] = (p_sA_s)V_s \tag{4.10}$$

onde p_s é a pressão, A_s é a área e V_s é a velocidade na saída s, respectivamente. Uma expressão análoga pode ser escrita para a taxa de transferência de energia por trabalho na entrada e do volume de controle.

Com essas considerações, o termo do trabalho $\dot{W}$ da equação da energia, Eq. 4.9, pode ser escrito como

$$\dot{W} = \dot{W}_{vc} + (p_sA_s)V_s - (p_eA_e)V_e \tag{4.11}$$

onde, de acordo com a convenção de sinais para trabalho, o termo na entrada possui um sinal negativo porque nesta situação a energia está sendo transferida para o volume de controle. Um sinal positivo precede o termo de trabalho na saída porque a energia está sendo transferida para fora do volume de controle. Com $AV = \dot{m}v$ da Eq. 4.4b, a expressão anterior pode ser escrita como

$$\dot{W} = \dot{W}_{vc} + \dot{m}_s(p_sv_s) - \dot{m}_e(p_ev_e) \tag{4.12}$$

trabalho de escoamento

onde $\dot{m}_e$ e $\dot{m}_s$ são as vazões mássicas e v_e e v_s são os volumes específicos avaliados, respectivamente, na entrada e na saída. Na Eq. 4.12, os termos $\dot{m}_e(p_ev_e)$ e $\dot{m}_s(p_sv_s)$ levam em conta, respectivamente, o trabalho associado à pressão na entrada e na saída. Eles são comumente conhecidos como trabalho de fluxo ou ***trabalho de escoamento***. O termo $\dot{W}_{vc}$ leva em conta *todas as outras* transferências de energia associadas a trabalho através da fronteira do volume de controle.

4.4.3 Formulação de Escoamento Unidimensional do Balanço da Taxa de Energia para um Volume de Controle

Substituindo-se a Eq. 4.12 na Eq. 4.9 e agrupando-se todos os termos referentes à entrada e à saída em expressões separadas, tem-se a seguinte formulação para o balanço de energia para volume de controle:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e\left(u_e + p_ev_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \dot{m}_s\left(u_s + p_sv_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right) \tag{4.13}$$

O subscrito "vc" foi adicionado a $\dot{Q}$ para enfatizar que esta é a taxa de transferência de calor ao longo da fronteira (superfície de controle) do *volume de controle*.

Os últimos dois termos da Eq. 4.13 podem ser reescritos usando a entalpia específica h apresentada na Seção 3.6.1. Com $h = u + pv$, o balanço de energia torna-se

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \dot{m}_s\left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right) \tag{4.14}$$

O aparecimento da soma $u + pv$ na equação da energia para volume de controle é a principal razão para se apresentar a entalpia anteriormente. Ela é introduzida apenas por *conveniência*: a forma algébrica do balanço de energia é simplificada pelo uso da entalpia e, como vimos anteriormente, a entalpia é em geral tabelada juntamente com outras propriedades.

balanço da taxa de energia

Na prática, podem existir vários locais na fronteira através dos quais a massa entra ou sai. Isso pode ser levado em conta colocando-se somatórios como no balanço de massa. Dessa forma, o ***balanço da taxa de energia*** é

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = Q_{vc} - W_{vc} + \sum_e \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \sum_s \dot{m}_s\left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right) \tag{4.15}$$

Tome Nota...

A Eq. 4.15 é a forma mais geral do princípio da conservação de energia para volumes de controle utilizada neste livro. Ela serve como ponto de partida para a aplicação do princípio da conservação de energia para volumes de controle na solução de problemas.

Ao se escrever a Eq. 4.15 admitiu-se o modelo de escoamento unidimensional, onde massa entra e sai do volume de controle.

A Eq. 4.15 é um balanço *contábil* para a energia no volume de controle. Ela enuncia que o aumento ou decréscimo da taxa de energia no interior do volume de controle é igual à diferença entre as taxas de transferência de energia entrando ou saindo ao longo da fronteira. Os mecanismos para a transferência de energia são calor e trabalho, como no caso de sistemas fechados, e a energia que acompanha a massa entrando ou saindo.

4.4.4 Formulação Integral do Balanço da Taxa de Energia para um Volume de Controle

Como no caso do balanço da taxa de massa, o balanço da taxa de energia pode ser expresso em termos de propriedades locais para se obter formulações que são aplicáveis de uma forma mais abrangente. Assim, o termo $E_{vc}(t)$, que representa a energia total associada ao volume de controle em um instante t, pode ser escrito como uma integral volumétrica

$$E_{vc}(t) = \int_V \rho e\, dV = \int_V \rho\left(u + \frac{V^2}{2} + gz\right)dV \tag{4.16}$$

De forma similar, os termos que levam em conta as transferências de energia pelo fluxo de massa e pelo trabalho de escoamento nas entradas e nas saídas podem ser expressos como mostrado na seguinte formulação do balanço da taxa de energia

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}\int_V \rho e\, dV = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} &+ \sum_e\left[\int_A\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)\rho V_n\, dA\right]_e\\ &- \sum_s\left[\int_A\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)\rho V_n\, dA\right]_s\end{aligned} \tag{4.17}$$

Formas adicionais do balanço de energia podem ser obtidas ao se expressar a transferência de calor $\dot{Q}_{vc}$ como uma integral do *fluxo de calor*, ao longo da fronteira do volume de controle, e o trabalho $\dot{W}_{vc}$ em termos das tensões normal e cisalhante nas partes móveis da fronteira.

Em princípio, a variação de energia em um volume de controle ao longo de um período de tempo pode ser obtida pela integração da equação da energia em relação ao tempo. Tal integração exigiria alguma informação sobre a dependência temporal das taxas de transferência de trabalho e calor, as várias vazões mássicas e os estados nos quais a massa entra e sai do volume de controle. Exemplos desse tipo de análise são apresentados na Seção 4.12.

4.5 Análise de Volumes de Controle em Regime Permanente

Nesta seção serão consideradas formulações em regime permanente para os balanços das taxas de massa e de energia, e posteriormente elas serão aplicadas a uma variedade de casos de interesse em Engenharia nas Seções 4.6-4.11. As formulações em regime permanente aqui obtidas não se aplicam às operações transientes de acionamento ou desligamento desses dispositivos, mas sim aos períodos de operação em regime permanente. Esta situação é comumente encontrada em engenharia.

4.5.1 Formulações em Regime Permanente dos Balanços das Taxas de Massa e de Energia

Para um volume de controle em regime permanente, a situação da massa em seu interior e em suas fronteiras não se altera com o tempo. As vazões mássicas e as taxas de transferência de energia por calor e trabalho também são constantes com o tempo. Não pode existir acúmulo algum de massa no interior do volume de controle, assim $dm_{vc}/dt = 0$ e o balanço da taxa de massa, Eq. 4.2, toma a forma

$$\underset{\text{(taxa de entrada de massa)}}{\sum_e \dot{m}_e} = \underset{\text{(taxa de saída de massa)}}{\sum_s \dot{m}_s} \tag{4.6}$$

Além disso, no regime permanente $dE_{vc}/dt = 0$, assim, a Eq. 4.15 pode ser escrita como

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \sum_s \dot{m}_s\left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right) \tag{4.18}$$

Alternativamente,

$$\underset{\text{(taxa de entrada de energia)}}{\dot{Q}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right)} = \underset{\text{(taxa de saída de energia)}}{\dot{W}_{vc} + \sum_s \dot{m}_s\left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right)} \tag{4.19}$$

A Eq. 4.6 afirma que no regime permanente a taxa total pela qual a massa entra no volume de controle é igual à taxa total pela qual a massa sai. De forma similar, a Eq. 4.19 afirma que a taxa total pela qual a energia é transferida para o volume de controle é igual à taxa total pela qual a energia é transferida para fora.

Muitas aplicações importantes envolvem volumes de controle em regime permanente com uma entrada e uma saída. É interessante aplicar os balanços das taxas de massa e de energia para esse caso especial. O balanço de massa reduz-se simplesmente a $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$. Isto é, a vazão mássica na saída, 2, deve ser a mesma da entrada, 1. Essa vazão mássica em comum é designada simplesmente por $\dot{m}$. Em seguida, aplicando o balanço de energia e fatorando a vazão mássica, tem-se

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2)\right] \tag{4.20a}$$

Ou, dividindo-se pela vazão mássica,

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + (h_1 - h_2) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2) \tag{4.20b}$$

Os termos de entalpia, energia cinética e energia potencial aparecem todos nas Eqs. 4.20 como *diferenças* entre os seus valores na entrada e na saída. Isso mostra que os dados utilizados para se atribuir valores à entalpia específica, velocidade e altura se cancelam. Na Eq. 4.20b as razões $\dot{Q}_{vc}/\dot{m}$ e $\dot{W}_{vc}/\dot{m}$ são as taxas de transferência de energia *por unidade de massa que se encontra escoando ao longo do volume de controle.*

As formulações anteriores do balanço de energia em regime permanente relacionam apenas grandezas associadas à transferência de energia avaliadas na *fronteira* do volume de controle. Nessas equações, nenhum detalhe sobre as propriedades no *interior* do volume de controle é necessário ou pode ser inferido. Quando se aplica o balanço de energia em qualquer de suas formulações é necessário usar as mesmas unidades para todos os termos da equação. Por exemplo, *todos* os termos na Eq. 4.20b devem possuir uma unidade como kJ/kg ou Btu/lb. Nos exemplos que se seguem, as conversões de unidades adequadas são destacadas.

4.5.2 Considerações sobre a Modelagem de Volumes de Controle em Regime Permanente

Nesta seção fornecemos as bases para aplicações subseqüentes ao considerarmos uma modelagem para volumes de controle *em regime permanente*. Em particular, nas Seções 4.6-4.11 diversas aplicações são apresentadas mostrando o uso dos princípios de conservação de massa e energia juntamente com relações entre as propriedades para análise de volumes de controle em regime permanente. Esses exemplos foram extraídos de aplicações de interesse geral dos engenheiros e foram escolhidos para ilustrar pontos que são comuns a todas essas análises. Antes de estudá-los, é recomendável que você revise a metodologia de solução de problemas apresentada na Seção 1.9. À medida que os problemas se tornam mais complexos o uso de uma abordagem sistemática de sua solução se torna cada vez mais importante.

Quando os balanços das taxas de massa e de energia são aplicados a um volume de controle normalmente algumas simplificações se fazem necessárias para que a análise fique mais fácil. Isto é, o volume de controle em estudo é *modelado* ao se fazerem hipóteses. A etapa de listar as hipóteses de uma forma *cuidadosa* e *consciente* é necessária em toda análise de engenharia. Assim, uma parte importante desta seção se ocupa com considerações sobre as várias hipóteses que são comumente empregadas quando se aplicam os princípios de conservação para diferentes tipos de dispositivos

Novos horizontes

Menor Pode Ser Melhor

Engenheiros estão desenvolvendo sistemas em miniatura para uso onde o peso, o fato de ser portátil e/ou o fato de ser compacto são criticamente importantes. Algumas dessas aplicações envolvem *microssistemas* de tamanhos minúsculos, com dimensões no âmbito do micrômetro ate o milímetro. Outros sistemas de *escalas intermediárias* um pouco maiores podem medir até alguns centímetros.

Os *sistemas microeletromecânicos* (*MEMS*) combinando características elétricas e mecânicas são largamente utilizados atualmente em processos de aquisição de dados e controle. Aplicações médicas dos MEMS incluem sensores de pressão que monitoram a pressão em um balão inserido em um vaso sanguíneo durante a angioplastia. Bolsas de ar são colocadas em funcionamento quando há uma batida de automóvel pela aceleração de minúsculos sensores. Os MEMS são também encontrados em discos rígidos de computadores e impressoras.

Versões de miniaturas de outras tecnologias estão sendo investigadas. Um estudo aponta para o desenvolvimento de uma instalação de potência com turbina a gás inteira, do tamanho de um botão de camisa. Uma outra envolve micromotores com eixos com o diâmetro de um cabelo humano. Profissionais que atuam em situações de emergência usando roupas de proteção química, biológica ou contra o fogo poderão, no futuro, ser mantidos em uma temperatura agradável por meio de minúsculas bombas de calor embutidas no material da roupa.

À medida que os projetos apontam para menores tamanhos os efeitos de atrito e as transferências de calor impõem desafios especiais. A fabricação de sistemas em miniatura é também exigente. Levar um projeto da fase conceitual até a produção em alto volume pode ser tanto caro quanto arriscado, dizem representantes da indústria.

Quando você estudar os exemplos apresentados nas Seções 4.6-4.11, é muito importante entender o papel desempenhado por uma hipótese cuidadosamente escolhida para se chegar a uma solução. Para cada caso em análise admite-se que a operação se dê em regime permanente. O escoamento é considerado unidimensional nos locais onde a massa entra e sai do volume de controle. Além disso, em cada um desses locais supõe-se que as relações de equilíbrio para propriedades se apliquem.

Em muitos dos exemplos que se seguem o termo da transferência de calor $\dot{Q}_{vc}$ no balanço de energia é anulado porque ele é pequeno quando comparado com outras transferências de energia ao longo da fronteira. Isso pode ser o resultado de um ou mais dos seguintes fatores:

- ▶ A superfície exterior do volume de controle é perfeitamente isolada.
- ▶ A área da superfície exterior é muito pequena para que haja uma transferência de calor apreciável.
- ▶ A diferença de temperatura entre o volume de controle e sua vizinhança é tão pequena que a transferência de calor pode ser ignorada.
- ▶ O gás ou líquido escoa pelo volume de controle tão rapidamente que não existe tempo suficiente para que ocorra uma transferência de calor significativa.

O termo de trabalho $\dot{W}_{vc}$ desaparece do balanço de energia quando não existem eixos girantes, deslocamentos da fronteira, efeitos elétricos ou outros mecanismos de trabalho associados ao volume de controle em análise. As energias cinética e potencial da matéria que entra e sai do volume de controle são abandonadas quando são pequenas, se comparadas a outras transferências de energia.

Na prática, as propriedades dos volumes de controle admitidas em regime permanente de fato variam com o tempo. No entanto, a hipótese de regime permanente é aplicável quando as propriedades flutuarem apenas um pouco em relação às suas médias, como no caso da pressão na Fig. 4.6(*a*). Pode-se supor também o regime permanente quando variações *periódicas* no tempo forem observadas, como na Fig. 4.6(*b*). Por exemplo, em máquinas alternativas e em compressores os fluxos de entrada e de saída pulsam conforme as válvulas são abertas ou fechadas. Outros parâmetros também podem

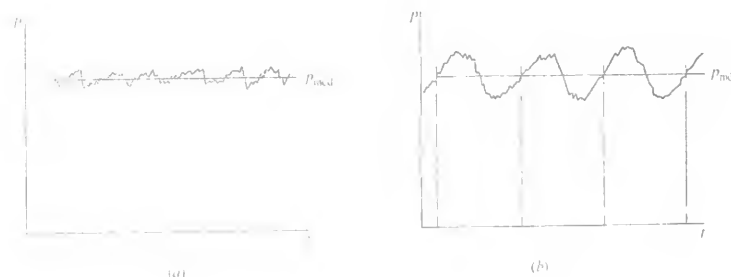



Fig. 4.6 Variações de pressão sobre uma média. (*a*) Flutuação. (*b*) Variação periódica.

apresentar variações com o tempo. No entanto, a hipótese de regime permanente pode ser aplicável a volumes de controle que circundam esses dispositivos se as seguintes premissas forem razoáveis para cada período sucessivo de operação: (1) não há variação *líquida* alguma na energia total e na massa total no interior do volume de controle; (2) as *médias temporais* das vazões mássicas, das taxas de transferência de calor, das potências e das propriedades das substâncias que cruzam a superfície de controle permanecem todas constantes.

A seguir iremos apresentar breves discussões e exemplos ilustrando a análise de vários dispositivos de interesse em engenharia, incluindo bocais e difusores, turbinas, compressores e bombas, trocadores de calor e dispositivos de estrangulamento. As discussões enfatizam algumas aplicações comuns de cada dispositivo e a modelagem tipicamente utilizada na análise termodinâmica.

4.6 Bocais e Difusores

bocal
difusor

Um ***bocal*** é um duto com área de seção reta variável na qual a velocidade de um gás ou líquido aumenta na direção do escoamento. Em um ***difusor*** o líquido ou gás se desacelera na direção do escoamento. A Fig. 4.7 mostra um bocal em que a área de seção reta decresce na direção do escoamento e um difusor no qual as paredes da passagem do escoamento divergem. Observe que, conforme a velocidade aumenta, a pressão diminui, e o oposto também é válido.

Para muitos leitores, a aplicação mais familiar de um bocal ocorre quando este é acoplado a uma mangueira de jardim. Porém, bocais e difusores possuem aplicações muito importantes na engenharia. Na Fig. 4.8 um bocal e um difusor se combinam em um túnel de vento de teste. Dutos com passagens convergentes e divergentes são normalmente utilizados na distribuição de ar frio e ar quente nos sistemas de ar condicionado residenciais. Bocais e difusores também são componentes fundamentais para os motores turbojatos (Seção 9.9).

4.6.1 Considerações sobre a Modelagem de Bocais e Difusores

Para um volume de controle que engloba um bocal ou difusor, o único trabalho é o *trabalho de escoamento* nos locais onde a massa entra e sai do volume de controle; assim, o termo $\dot{W}_{vc}$ desaparece da equação da energia para esses dispositivos. A variação da energia potencial entre a entrada e a saída é pequena em muitas situações. Assim, os termos sublinhados na Eq. 4.20a (repetida a seguir) desaparecem, ficando então os termos relacionados à entalpia, à energia cinética e à transferência de calor, como mostra a Eq. (a)

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \underline{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + \underline{g(z_1 - z_2)}\right]$$

$$0 = \dot{Q}_{vc} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2}\right] \quad \text{(a)}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica. O termo $\dot{Q}_{vc}$ que representa a transferência de calor com a vizinhança normalmente seria a transferência de calor inevitável (ou perdida), e é quase sempre pequeno o suficiente quando comparado às variações de entalpia e de energia cinética, de forma que pode ser abandonado, obtendo-se simplesmente

$$0 = (h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right) \quad (4.21)$$

4.6.2 Aplicação para um Bocal de Vapor

A modelagem apresentada na Seção 4.6.1 é ilustrada no exemplo a seguir, que envolve um bocal de vapor. Observe, em particular, o uso dos fatores de conversão de unidades nessa aplicação.

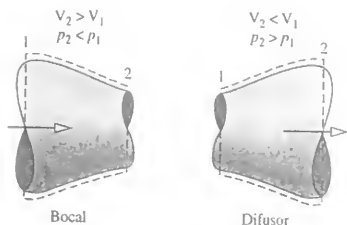



Fig. 4.7 Ilustração de um bocal e um difusor.

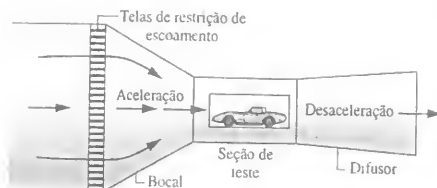



Fig. 4.8 Dispositivo de teste em túnel de vento.

Exemplo 4.3 CALCULANDO A ÁREA DE SAÍDA DE UM BOCAL DE VAPOR

Vapor d'água entra em um bocal convergente-divergente que opera em regime permanente com $p_1 = 40$ bar, $T_1 = 400°C$ e a uma velocidade de 10 m/s. O vapor escoa através do bocal sem transferência de calor e sem nenhuma variação significativa da energia potencial. Na saída, $p_2 = 15$ bar e a velocidade é de 665 m/s. A vazão mássica é de 2 kg/s. Determine a área de saída do bocal em m².

Solução

Dado: vapor d'água escoa em regime permanente através de um bocal com propriedades conhecidas na entrada e na saída, com uma vazão mássica conhecida e com efeitos desprezíveis de transferência de calor e de energia potencial.

Pede-se: determine a área de saída.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

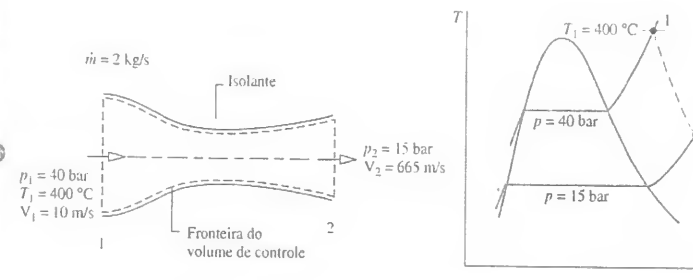



Fig. E4.3

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura correspondente encontra-se em regime permanente.
2. A transferência de calor é desprezível, e $\dot{W}_{vc} = 0$.
3. A variação da energia potencial entre a entrada e a saída pode ser abandonada.

Análise: a área de saída pode ser determinada pela vazão mássica $\dot{m}$ e pela Eq. 4.4b, que pode ser rearrumada para fornecer

$$A_2 = \frac{\dot{m}v_2}{V_2}$$

De maneira a avaliar A_2 dessa equação, necessita-se do volume específico v_2 na saída, e isso significa que o estado na saída deve ser determinado.

O estado na saída é determinado pelo valor de duas propriedades intensivas independentes. Uma é a pressão p_2, que é conhecida. A outra é a entalpia específica h_2, determinada a partir do balanço de energia em regime permanente, Eq. 4.20a, como a seguir

$$0 = \overset{0}{\cancel{\dot{Q}_{vc}}} - \overset{0}{\cancel{\dot{W}_{vc}}} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2)\right]$$

Os termos $\dot{Q}_{vc}$ e $\dot{W}_{vc}$ são abandonados pela hipótese 2. A variação da energia potencial específica é desprezada de acordo com a hipótese 3, e $\dot{m}$ se cancela, obtendo-se

$$0 = (h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right)$$

Resolvendo para h_2

$$h_2 = h_1 + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right)$$

Da Tabela A-4, $h_1 = 3213{,}6$ kJ/kg. As velocidades V_1 e V_2 são fornecidas. Inserindo os valores e convertendo as unidades dos termos da energia cinética para kJ/kg, tem-se

$$h_2 = 3213{,}6 \text{ kJ/kg} + \left[\frac{(10)^2 - (665)^2}{2}\right]\left(\frac{m^2}{s^2}\right)\left|\frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg} \cdot m/s^2}\right|\left|\frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N} \cdot m}\right|$$
$$= 3213{,}6 - 221{,}1 = 2992{,}5 \text{ kJ/kg}$$

Finalmente, referindo-se à Tabela A-4 para p_2 = 15 bar e com h_2 = 2992,5 kJ/kg, o volume específico na saída é v_2 = 0,1627 m³/kg. A área de saída é, então,

$$A_2 = \frac{(2\ \text{kg/s})(0{,}1627\ \text{m}^3/\text{kg})}{665\ \text{m/s}} = 4{,}89 \times 10^{-4}\ \text{m}^2$$

Habilidades Desenvolvidas:
Habilidade para...
✓ aplicar o balanço da taxa de energia para regime permanente a um [illegible] de controle
✓ [illegible]
✓ [illegible]
✓ [illegible]

❶ Embora as relações de equilíbrio para propriedades apliquem-se na entrada e na saída do volume de controle, os estados intermediários do vapor não são necessariamente estados de equilíbrio. Consequentemente, a expansão ao longo do bocal é representada no diagrama T–v por uma linha tracejada

❷ Deve-se tomar cuidado na conversão de unidades da energia cinética específica para kJ/kg.

Determine a área na entrada do bocal em m².

Resposta: $1{,}47 \times 10^{-2}$ m².

turbina

Uma ***turbina*** é um dispositivo que desenvolve potência em função da passagem de um gás ou líquido escoando através de uma série de pás colocadas em um eixo que se encontra livre para girar. Um esquema de uma turbina a vapor ou a gás de fluxo axial é mostrado na Fig. 4.9. Tais turbinas são amplamente empregadas para a geração de potência em instalações de potência a vapor, em instalações de potência com turbinas a gás e em motores de avião (Caps. 8 e 9). Nessas aplicações o vapor d'água superaquecido ou um gás entra na turbina e se expande até uma pressão inferior conforme a potência é gerada.

Uma turbina *hidráulica* instalada em um dique é mostrada na Fig. 4.10. Nessa aplicação a água que cai pela hélice causa a rotação do eixo, gerando potência. Usinas hidrelétricas utilizam turbinas hidráulicas, e da mesma forma que as instalações de potência com turbinas eólicas elas não necessitam de combustíveis fósseis para operar. Elas são consideradas *fontes renováveis de potência.*

Energia e Meio Ambiente

Uma das maiores turbinas eólicas comerciais do mundo é tão alta quanto um prédio de 30 andares, e produz eletricidade a uma taxa que satisfaria as necessidades de cerca de 900 casas típicas dos Estados Unidos. O rotor de três pás dessa turbina eólica possui um diâmetro de aproximadamente o comprimento de um campo de futebol e opera em ventos de até 55 milhas por hora. Essa turbina eólica realiza o controle de todas as funções por meio de microprocessadores, que asseguram que cada pá é colocada no ângulo correto para as condições correntes de vento. O rotor e o gerador podem variar suas velocidades de rotação durante rajadas de ventos, reduzindo flutuações na energia fornecida à rede de eletricidade e as forças que atuam sobre as partes vitais da turbina.

As turbinas eólicas não apresentam apenas vantagens. Elas são consideradas pouco apresentáveis para alguns e barulhentas para outros. No início, as turbinas eólicas eram criticadas pelo número excessivo de pássaros golpeados e mortos pelas pás do rotor, porém instalações mais recentes de turbinas eólicas superaram largamente esse problema. Uma outra desvantagem é que nem sempre ventos suficientes estão disponíveis quando a energia é mais necessária. Do lado das vantagens, pode-se dizer que a eletricidade gerada pelo vento está rapidamente ficando competitiva em se tratando de custo, quando comparada com a eletricidade obtida a partir de instalações de potência que utilizam a queima do carvão, e que a energia eólica é a segunda entre as fontes renováveis de energia utilizadas por empresas de serviço público atualmente, vindo após a energia proveniente de hidrelétricas. Instalações de energia eólica levam menos tempo para serem construídas do que as instalações convencionais e são modulares, permitindo que unidades adicionais sejam acrescentadas conforme o necessário. Além disso, elas não produzem nenhum gás de efeito estufa.

4.7.1 Considerações sobre a Modelagem de Turbinas a Vapor e a Gás

Através de uma seleção apropriada da fronteira do volume de controle que envolve uma turbina a vapor ou a gás, a energia cinética líquida da matéria escoando através da fronteira é usualmente pequena o suficiente para ser abandonada. A energia potencial líquida da matéria em escoamento normalmente é desprezível. Assim, os termos sublinhados na Eq. 4.20a (repetida a seguir) desaparecem, ficando então os termos relacionados à potência, à entalpia, e à transferência de calor, como mostra a Eq. (a)

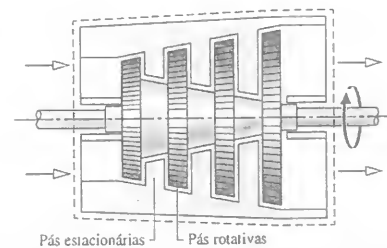



Fig. 4.9 Esquema de uma turbina a vapor ou a gás de fluxo axial.

Fig. 4.10 Turbina hidráulica instalada em um dique.

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \underline{\frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2}} + \underline{g(z_1 - z_2)}\right]$$

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}(h_1 - h_2) \qquad \text{(a)}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica. A única transferência de calor entre a turbina e a vizinhança seria a transferência de calor inevitável (ou perdida), quantidade usualmente pequena quando comparada aos termos relacionados à potência e à entalpia, de forma que pode ser também abandonada, obtendo-se simplesmente

$$\dot{W}_{vc} = \dot{m}(h_1 - h_2) \qquad \text{(b)}$$

4.7.2 Aplicação para uma Turbina a Vapor

Nesta seção, considerações sobre a modelagem de turbinas são apresentadas por meio da aplicação de um caso de importância prática envolvendo uma turbina a vapor. Dentre os objetivos desse exemplo está a avaliação do significado dos termos de transferência de calor e de energia cinética do balanço de energia, e a ilustração do uso apropriado dos fatores de conversão de unidades.

Exemplo 4.4 CALCULANDO A TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UMA TURBINA A VAPOR

O vapor d'água entra em uma turbina operando em regime permanente com uma vazão mássica de 4600 kg/h. A turbina desenvolve uma potência de 1000 kW. Na entrada, a pressão é 60 bar, a temperatura é 400°C e a velocidade é 10 m/s. Na saída, a pressão é 0,1 bar, o título é 0,9 (90%) e a velocidade é 30 m/s. Calcule a taxa de transferência de calor entre a turbina e a vizinhança em kW.

Solução

Dado: uma turbina a vapor opera em regime permanente. A vazão mássica, a potência de saída e os estados do vapor d'água na entrada e na saída são conhecidos.

Pede-se: calcule a taxa de transferência de calor.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E4.4

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura correspondente encontra-se em regime permanente.
2. A variação da energia potencial entre a entrada e a saída pode ser desprezada.

Análise: para calcular a taxa de transferência de calor, inicie com a formulação de uma entrada e uma saída do balanço de energia para um volume de controle em regime permanente, Eq 4.20a. Assim,

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2)\right]$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica. Resolvendo para $\dot{Q}_{vc}$ e abandonando a variação da energia potencial entre a entrada e a saída,

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_2 - h_1) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\right)\right] \tag{a}$$

De forma a comparar as ordens de grandeza dos tempos de entalpia e energia cinética e para enfatizar as conversões de unidades necessárias, cada um desses termos será avaliado separadamente.

Primeiro, a *variação da entalpia específica* $h_2 - h_1$ é determinada. Usando a Tabela A-4, h_1 = 3177,2 kJ/kg. O estado 2 é uma mistura bifásica líquido-vapor; assim, com os dados da Tabela A-3 e com o título fornecido,

$$\begin{aligned} h_2 &= h_{f2} + x_2(h_{g2} - h_{f2}) \\ &= 191.83 + (0,9)(2392,8) = 2345.4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Então

$$h_2 - h_1 = 2345,4 - 3177,2 = -831,8 \text{ kJ/kg}$$

Considere em seguida a *variação da energia cinética* específica. Usando os valores fornecidos para as velocidades

$$\left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\right) = \left[\frac{(30)^2 - (10)^2}{2}\right]\left(\frac{m^2}{s^2}\right)\left|\frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N} \cdot \text{m}}\right|$$
$$= 0,4 \text{ kJ/kg}$$

Calculando $\dot{Q}_{vc}$ da Eq. (a)

$$\dot{Q}_{vc} = (1000 \text{ kW}) + \left(4600 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)(-831,8 + 0,4)\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\left|\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}\right|\left|\frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kJ/s}}\right|$$
$$= -62.3 \text{ kW}$$

① A ordem de grandeza da variação da energia cinética específica entre a entrada e a saída é muito menor do que a variação da entalpia específica. Observe o uso dos fatores de conversão de unidades nesse caso e no cálculo de $\dot{Q}_{vc}$, logo em seguida.

② O valor negativo de $\dot{Q}_{vc}$ significa que existe uma transferência de calor da turbina para sua vizinhança, como seria esperado. A ordem de grandeza de $\dot{Q}_{vc}$ é pequena quando comparada à potência desenvolvida.

Teste-Relâmpago

Considerando que a variação da energia cinética entre a entrada e a saída pode ser desprezada, calcule a taxa de transferência de calor, em kW, mantendo todos os outros dados constantes. Comente.

Resposta: –62,9 kW

4.8 Compressores e Bombas

compressor
bomba

Compressores e ***bombas*** são dispositivos nos quais o trabalho é realizado sobre a substância em escoamento ao longo dos mesmos, de forma a mudar o estado da substância, normalmente aumentar a pressão e/ou a elevação. O termo *compressor* é usado quando a substância é um gás (vapor) e o termo *bomba* é usado quando a substância é um líquido. Vários tipos de compressores estão ilustrados nas Figs 4.11 e 4.12.

O compressor de fluxo axial da Fig. 4.12a é um componente essencial dos motores de avião (Seção 9.9). Os compressores também são componentes essenciais de sistemas de refrigeração e de bombas de calor (Cap. 10). No estudo do Cap. 8 verifica-se que as bombas são importantes nos sistemas de potência a vapor. As bombas também são normalmente usadas no processo de enchimento de torres de água, na remoção de água de porões inundados e em numerosas outras aplicações domésticas e industriais.

4.8.1 Considerações sobre a Modelagem de Compressores e Bombas

Para um volume de controle que engloba um compressor, os balanços de massa e de energia para regime permanente se simplificam, como para os casos das turbinas considerado na Seção 4 7.1. Assim, a Eq. 4.20a se reduz a

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}(h_1 - h_2) \tag{a}$$

A transferência de calor com a vizinhança é freqüentemente um efeito secundário que pode ser desprezado, obtendo-se, como para as turbinas,

$$\dot{W}_{vc} = \dot{m}(h_1 - h_2) \tag{b}$$

Para as bombas, a transferência de calor é geralmente um efeito secundário, mas os termos relacionados às energias cinética e potencial da Eq. 4 20a podem ser significativos, dependendo da aplicação. Observe que para compressores e bombas o valor de $\dot{W}_{vc}$ é *negativo* porque uma potência de *entrada* é necessária.

4.8.2 Aplicações para um Compressor de Ar e um Sistema de Bombeamento

Nesta seção, considerações sobre a modelagem de compressores e bombas são apresentadas nos Exemplos 4.5 e 4.6, respectivamente. Dentre os objetivos do Exemplo 4.5 está a avaliação do significado dos termos de transferência de calor e de energia cinética do balanço de energia e a ilustração do uso apropriado dos fatores de conversão de unidades.

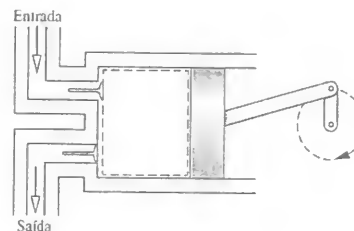



Fig. 4.11 Compressor alternativo.

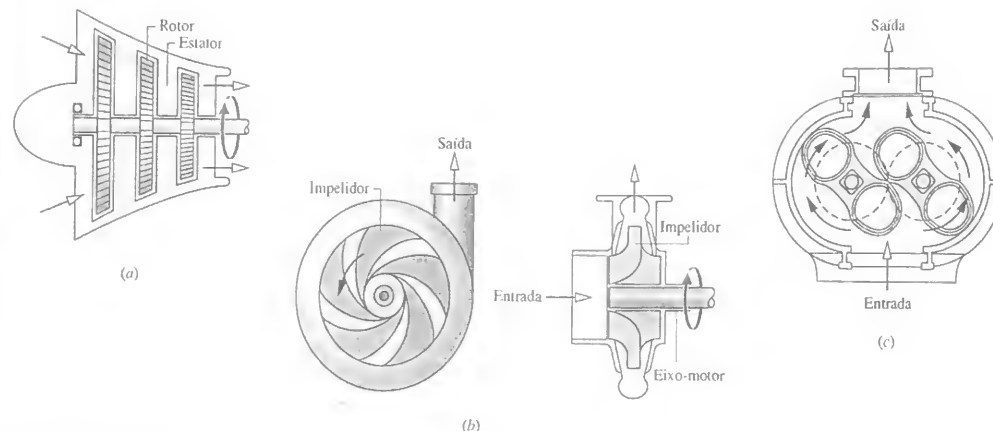



Fig. 4.12 Compressores rotativos. (a) Fluxo axial. (b) Centrífugo. (c) De lóbulo.

Exemplo 4.5 CALCULANDO A POTÊNCIA DE UM COMPRESSOR

Ar é admitido em um compressor que opera em regime permanente com uma pressão de 1 bar, temperatura igual a 290 K e a uma velocidade de 6 m/s através de uma entrada cuja área é de 0,1 m². Na saída a pressão é de 7 bar, a temperatura é 450 K e a velocidade é 2 m/s. A transferência de calor do compressor para sua vizinhança ocorre a uma taxa de 180 kJ/min. Empregando o modelo de gás ideal, calcule a potência de entrada do compressor em kW.

Solução

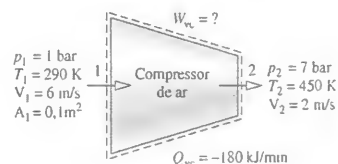
Dado: um compressor de ar opera em regime permanente com estados conhecidos na entrada e na saída e com uma taxa de transferência de calor conhecida.

Pede-se: calcule a potência requerida pelo compressor.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E4.5

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura correspondente encontra-se em regime permanente.
2. A variação da energia potencial entre a entrada e a saída pode ser abandonada.
3. ❶ O modelo de gás ideal se aplica para o ar.

Análise: para calcular a potência de entrada do compressor, inicie com o balanço da taxa de energia para o volume de controle em regime permanente com uma entrada e uma saída.

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2)\right]$$

Resolvendo

$$\dot{W}_{vc} = \dot{Q}_{vc} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right)\right]$$

A variação da energia potencial entre a entrada e a saída desaparece pela hipótese 2.

O fluxo de massa $\dot{m}$ pode ser avaliado pelos dados fornecidos na entrada e pela equação de estado de gás ideal.

$$\dot{m} = \frac{A_1V_1}{v_1} = \frac{A_1V_1p_1}{(\bar{R}/M)T_1} = \frac{(0,1\ \text{m}^2)(6\ \text{m/s})(10^5\ \text{N/m}^2)}{\left(\frac{8314}{28,97}\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(290\ \text{K})} = 0,72\ \text{kg/s}$$

As entalpias específicas h_1 e h_2 podem ser encontradas na Tabela A-22. Para 290 K, h_1 = 290,16 kJ/kg. Para 450 K, h_2 = 451,8 kJ/kg. Substituindo os valores na expressão para $\dot{W}_{vc}$ e aplicando os fatores de conversão de unidades apropriados, obtemos

$$\dot{W}_{vc} = \left(-180\frac{\text{kJ}}{\text{min}}\right)\left|\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right| + 0,72\frac{\text{kg}}{\text{s}}\left[(290,16 - 451,8)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \left(\frac{(6)^2 - (2)^2}{2}\right)\left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}\right)\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N}\cdot\text{m}}\right|\right]$$

$$= -3\frac{\text{kJ}}{\text{s}} + 0,72\frac{\text{kg}}{\text{s}}(-161,64 + 0,02)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

❷
$$= -119,4\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\left|\frac{1\ \text{kW}}{1\ \text{kJ/s}}\right| = -119,4\ \text{kW}$$

❶ A aplicabilidade do modelo de gás ideal pode ser verificada consultando-se o diagrama de compressibilidade generalizado.

❷ Neste exemplo $\dot{Q}_{vc}$ e $\dot{W}_{vc}$ possuem valores negativos, indicando que o sentido da transferência de calor se dá *a partir* do compressor e que o trabalho é realizado *sobre* o ar que passa pelo compressor. O valor da potência de *entrada* do compressor é 119,4 kW.

Teste-Relâmpago

Considerando que a variação da energia cinética entre a entrada e a saída pode ser desprezada, calcule a potência do compressor, em kW, mantendo todos os outros dados constantes. Comente.

Resposta: –119,4 kW.

No Exemplo 4.6, uma bomba é um componente de um sistema global que descarrega uma corrente de água a alta velocidade em uma posição com uma altura maior do que a da entrada. Observe as considerações do modelo, neste caso, em particular os papéis das energias cinética e potencial, e o uso apropriado dos fatores de conversão de unidades.

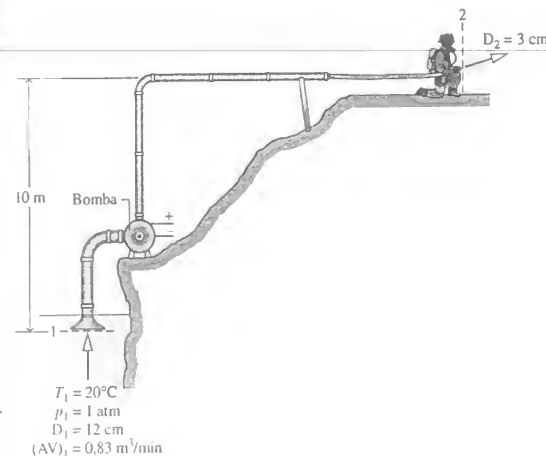
Exemplo 4.6 ANALISANDO UM SISTEMA DE BOMBEAMENTO

Uma bomba em regime permanente conduz água de um lago, com uma vazão volumétrica de 0,83 m³/min, através de um tubo com 12 cm de diâmetro de entrada. A água é distribuída através de uma mangueira acoplada a um bocal convergente. O bocal de saída possui 3 cm de diâmetro e está localizado a 10 m acima da entrada do tubo. A água entra a 20°C e 1 atm, e sai sem variações significativas com relação à temperatura ou pressão. A ordem de grandeza da taxa de transferência de calor *da* bomba *para* a vizinhança é 5% da potência de entrada. A aceleração da gravidade é de 9,81 m/s². Determine *(a)* a velocidade da água na entrada e na saída, ambas em m/s, e *(b)* a potência requerida pela bomba em kW.

Solução

Dado: um sistema de bombeamento opera em regime permanente com condições de entrada e saída conhecidas. A taxa de transferência de calor da bomba é especificada como uma porcentagem da potência de entrada.

Pede-se: determine a velocidade da água na entrada e na saída do sistema de bombeamento e a potência necessária.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle engloba a bomba, a entrada do tubo e a mangueira de distribuição.
2. O volume de controle encontra-se em regime permanente.
3. A magnitude da transferência de calor do volume de controle é 5% da potência de entrada.
4. Para água líquida, $v \approx v_f(T)$, $h \approx h_f(T)$ (Eqs. 3.11 e 3.14).
5. g = 9,81 m/s².

Fig. E4.6

Análise:

(a) O balanço da taxa de massa se reduz, em regime permanente, a $\dot{m}_2 = \dot{m}_1$. A vazão mássica na entrada e na saída, $\dot{m}$, pode ser determinada utilizando-se a Eq. 4.4b juntamente com $v \approx v_f(20°\text{C}) = 1,0018 \times 10^{-3}$ m³/kg da Tabela A-2. Então,

$$\dot{m} = \frac{AV}{v} = \left(\frac{0{,}83\ \text{m}^3/\text{min}}{1{,}0018 \times 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{kg}}\right)\left|\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right|$$
$$= 13{,}8\ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Assim, as velocidades na entrada e na saída são, respectivamente,

$$V_1 = \frac{\dot{m}v}{A_1} = \frac{(13{,}8\ \text{kg/s})(1{,}0018 \times 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{kg})}{\pi(0{,}12\ \text{m})^2/4} = 1{,}22\ \text{m/s}$$

$$V_2 = \frac{\dot{m}v}{A_2} = \frac{(13{,}8\ \text{kg/s})(1{,}0018 \times 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{kg})}{\pi(0{,}03\ \text{m})^2/4} = 19{,}56\ \text{m/s}$$

(b) Para calcular a potência de entrada inicie com o balanço da taxa de energia para o volume de controle em regime permanente com uma entrada e uma saída, Eq. 4.20a. Ou seja,

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right) + g(z_1 - z_2)\right]$$

❷ Introduzindo $\dot{Q}_{vc} = (0{,}05)\ \dot{W}_{vc}$ e resolvendo para $\dot{W}_{vc}$

$$\dot{W}_{vc} = \frac{\dot{m}}{0{,}95}\left[(h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right) + g(z_1 - z_2)\right] \quad \text{(a)}$$

Como a temperatura da água não varia de forma significativa e $h \approx h_f(T)$ (hipótese 4), o termo relacionado à entalpia é anulado. Avaliando o termo da energia cinética

$$\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} = \frac{[(1{,}22)^2 - (19{,}56)^2]\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2}\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg} \cdot \text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N} \cdot \text{m}}\right| = -0{,}191\ \text{kJ/kg}$$

O termo da energia potencial é

$$g(z_1 - z_2) = (9{,}81\ \text{m/s}^2)(0 - 10)\text{m}\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg} \cdot \text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N} \cdot \text{m}}\right| = -0{,}098\ \text{kJ/kg}$$

Inserindo valores na Eq. (a)

$$\dot{W}_{vc} = \left(\frac{13{,}8\ \text{kg/s}}{0{,}95}\right)[0 - 0{,}191 - 0{,}098]\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\left|\frac{1\ \text{kW}}{1\ \text{kJ/s}}\right|$$
$$= -4{,}2\ \text{kW}$$

em que o sinal negativo indica que a potência é fornecida à bomba.

❶ Alternativamente, V_1 pode ser determinado da vazão volumétrica em 1. Isso é deixado como exercício.

❷ Já que uma potência deve ser fornecida para a operação da bomba, $\dot{W}_{vc}$ é negativo de acordo com nossa convenção de sinais. A energia transferida por calor ocorre do volume de controle para a vizinhança e, assim, $\dot{Q}_{vc}$ também é negativo. Usando o valor de $\dot{W}_{vc}$ determinado, $\dot{Q}_{vc} = (0{,}05)\ \dot{W}_{vc} = -0{,}21$ kW.

Teste-Relâmpago

Considerando que o bocal é removido e a água sai diretamente da mangueira, cujo diâmetro é de 5 cm, determine a velocidade na saída em m/s e a potência necessária, em kW, mantendo todos os outros dados constantes.

Resposta: 7,04 m/s, 1,77 kW.

4.9 Trocadores de Calor

trocador de calor

Os *trocadores de calor* possuem inúmeras aplicações domésticas e industriais, incluindo o uso em aquecimento doméstico e sistemas de resfriamento, em sistemas automotivos, na geração de potência elétrica e em processos químicos. De fato, quase todas as áreas de aplicação listadas na Tabela 1.1 envolvem trocadores de calor.

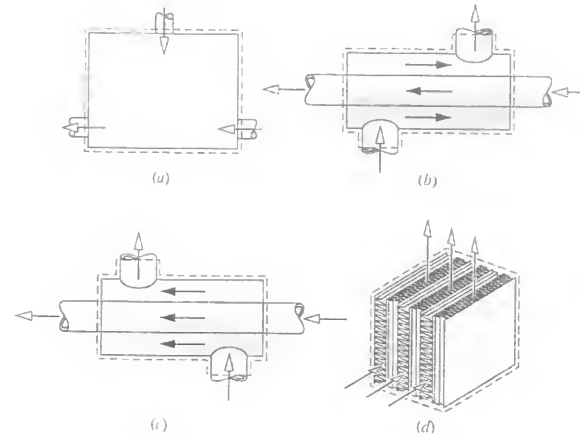



Fig. 4.13 Tipos usuais de trocadores de calor. (*a*) Trocador de calor de contato direto. (*b*) Trocador de calor duplo tubo contracorrente. (*c*) Trocador de calor duplo tubo em escoamento paralelo. (*d*) Trocador de calor de fluxo cruzado.

Um tipo comum de trocador de calor é um reservatório no qual duas correntes quente e fria se misturam diretamente, como ilustrado na Fig. 4.13*a*. Um aquecedor de água de alimentação aberto é um componente de sistemas de potência a vapor considerados no Cap. 8, e é um exemplo desse tipo de dispositivo.

Um outro tipo comum de trocador de calor é aquele no qual um gás ou líquido é *separado* de um outro gás ou líquido por uma parede através da qual a energia é conduzida. Esses trocadores de calor, conhecidos como recuperadores, possuem as mais diversas formas. Nas Figs. 4.13*b* e 4.13*c* são mostradas, respectivamente, configurações do tipo tubo duplo em escoamento contracorrente e em escoamento paralelo. Outras configurações incluem escoamentos cruzados, como nos radiadores de automóveis, e condensadores e evaporadores de múltiplos passes, do tipo casco e tubo. A Fig. 4.13*d* ilustra um trocador de calor de escoamento cruzado.

Bio... conexões

Mantas térmicas como a ilustrada na Fig. 4.14 são usadas para evitar que a temperatura do corpo de um paciente caia abaixo da temperatura normal (hipotermia) durante uma cirurgia. Tipicamente, um aquecedor e um soprador direcionam um fluxo de ar quente no interior da manta. Ar sai da manta através de perfurações em sua superfície. Tais *mantas térmicas* têm sido utilizadas de forma segura e sem incidentes em milhões de procedimentos cirúrgicos. Apesar disso, há riscos óbvios para os pacientes, se o controle de temperatura falhar e ocorrer um aquecimento excessivo. Grupos profissionais têm sido chamados para a redução de tais riscos através de melhorias no projeto das mantas térmicas e de um melhor treinamento dos profissionais envolvidos na operação das mesmas. Essa aplicação biomédica é um bom exemplo de como os engenheiros devem trazer para o processo de projeto seus conhecimentos sobre os princípios dos trocadores de calor, a aquisição e o controle de temperatura e os requisitos de segurança e confiabilidade.

4.9.1 Considerações sobre a Modelagem de Trocadores de Calor

Conforme ilustrado na Fig. 4.13, os trocadores de calor podem envolver múltiplas entradas e saídas. Para um volume de controle englobando um trocador de calor o único trabalho é o trabalho de escoamento nos locais onde a matéria entra e sai, assim o termo $\dot{W}_{vc}$ desaparece do balanço da taxa de energia. Além disso, as energias cinética e potencial das correntes de escoamento normalmente podem ser ignoradas nas entradas e saídas. Assim, os termos sublinhados da Eq. 4.18 (repetida a seguir) podem ser anulados, ficando os termos relacionados à entalpia e à transferência de calor, como ilustrado pela Eq. (a). Isto é,

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \underline{\dot{W}_{vc}} + \sum_e \dot{m}_e\left(h_e + \underline{\frac{V_e^2}{2} + gz_e}\right) - \sum_s \dot{m}_s\left(h_s + \underline{\frac{V_s^2}{2} + gz_s}\right)$$

$$0 = \dot{Q}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s \quad \text{(a)}$$

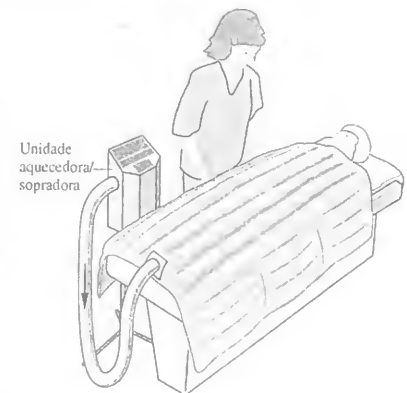



Fig. 4.14 Manta térmica inflável.

Embora ocorram altas taxas de transferência de energia *no* trocador de calor, a transferência de calor com a vizinhança é usualmente pequena o suficiente para ser abandonada. Assim, o termo $\dot{Q}_{vc}$ da Eq. (a) desapareceria, ficando apenas os termos relacionados à entalpia. A forma final do balanço da taxa de energia deve ser resolvida juntamente com uma expressão apropriada para o balanço da taxa de massa, identificando o número e o tipo de entradas e saídas para o caso em questão.

4.9.2 Aplicações para um Condensador de uma Instalação de Potência e o Resfriamento de um Computador

O próximo exemplo ilustra como os balanços de massa e energia podem ser aplicados a um condensador em regime permanente. Os condensadores são usualmente encontrados em instalações de potência e em sistemas de refrigeração.

Exemplo 4.7 CONDENSADOR DE UMA INSTALAÇÃO DE POTÊNCIA

O vapor d'água entra no condensador de uma instalação de potência a vapor a 0,1 bar e com um título de 0,95, e o condensado sai a 0,1 bar e 45°C. A água de resfriamento entra no condensador como um outro fluxo na forma líquida a 20°C e sai como líquido a 35°C sem nenhuma variação de pressão. A transferência de calor no exterior do condensador e as variações das energias cinética e potencial dos fluxos podem ser ignoradas. Para uma operação em regime permanente, determine

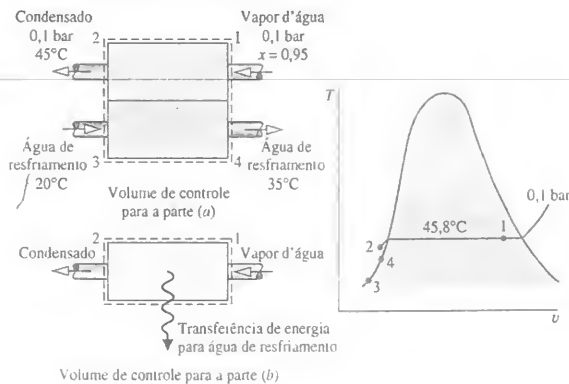
(a) a razão entre a vazão mássica da água de resfriamento pela vazão mássica do vapor d'água que se condensa.

(b) a taxa de transferência de energia do vapor d'água que se condensa para a água de resfriamento em kJ por kg de vapor que escoa através do condensador.

Solução

Dado: o vapor d'água se condensa em regime permanente através da interação com um outro fluxo de água líquida.

Pede-se: determine a razão entre a vazão mássica da água de resfriamento e a vazão mássica de vapor d'água, juntamente com a taxa de transferência de energia do vapor para a água de resfriamento.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Modelo de Engenharia:

1. Cada um dos dois volumes de controle mostrados nesse esboço encontra-se em regime permanente.
2. Não existe uma transferência de calor significativa entre o condensador como um todo e a sua vizinhança. $\dot{W}_{vc} = 0$.
3. As variações das energias cinética e potencial dos fluxos entre a entrada e a saída podem ser ignoradas.
4. Nos estados 2, 3 e 4, $h \approx h_f(T)$ (veja a Eq. 3.14).

Fig. E4.7

Análise: os fluxos de vapor d'água e da água de resfriamento não se misturam. Assim, o balanço da taxa de massa para cada um dos dois fluxos reduz-se, no caso de regime permanente, a

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \qquad \text{e} \qquad \dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

(a) A razão entre a vazão mássica da água de resfriamento e a do vapor que se condensa, $\dot{m}_3/\dot{m}_1$, pode ser determinada através da formulação em regime permanente do balanço de energia, Eq. 4.18, aplicado ao condensador como um todo, conforme se segue:

$$0 = \underline{\dot{Q}_{vc}} - \underline{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}_1\left(h_1 + \underline{\frac{V_1^2}{2}} + \underline{gz_1}\right) + \dot{m}_3\left(h_3 + \underline{\frac{V_3^2}{2}} + \underline{gz_3}\right)$$
$$- \dot{m}_2\left(h_2 + \underline{\frac{V_2^2}{2}} + \underline{gz_2}\right) - \dot{m}_4\left(h_4 + \underline{\frac{V_4^2}{2}} + \underline{gz_4}\right)$$

Os termos sublinhados se anulam pelas hipóteses 2 e 3. Com essas simplificações, juntamente com as relações entre as vazões mássicas citadas, o balanço da taxa de energia torna-se simplesmente

$$0 = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + \dot{m}_3(h_3 - h_4)$$

Resolvendo, temos

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = \frac{h_1 - h_2}{h_4 - h_3}$$

A entalpia específica h_1 pode ser determinada usando o título fornecido e os dados da Tabela A-3. Da Tabela A-3 para 0,1 bar, $h_f = 191{,}83$ kJ/kg e $h_g = 2584{,}7$ kJ/kg, assim

$$h_1 = 191{,}83 + 0{,}95(2584{,}7 - 191{,}83) = 2465{,}1 \text{ kJ/kg}$$

❶ Usando a hipótese 4, a entalpia específica em 2 é dada por $h_2 \approx h_f(T_2) = 188{,}45$ kJ/kg. De forma similar, $h_3 \approx h_f(T_3)$ e $h_4 \approx h_f(T_4)$, obtendo então $h_4 - h_3 = 62{,}7$ kJ/kg. Assim,

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = \frac{2465{,}1 - 188{,}45}{62{,}7} = 36{,}3$$

(b) Para um volume de controle englobando apenas o lado vapor do condensador, inicie com a formulação em regime permanente do balanço da taxa de energia, Eq. 4.20a.

❷ $$0 = \dot{Q}_{vc} - \underline{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}_1\left[(h_1 - h_2) + \underline{\frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2}} + \underline{g(z_1 - z_2)}\right]$$

Os termos sublinhados se anulam pelas hipóteses 2 e 3. A seguinte expressão corresponde à taxa de transferência de energia entre o vapor que se condensa e a água de resfriamento:

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$$

Dividindo pela vazão mássica do vapor, $\dot{m}_1$, e inserindo valores

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 = 188{,}45 - 2465{,}1 = -2276{,}7 \text{ kJ/kg}$$

onde o sinal negativo mostra que a energia é transferida *do* vapor que se condensa *para* a água de resfriamento.

❶ Alternativamente, $(h_4 - h_3)$ pode ser avaliado usando o modelo de líquido incompressível através da Eq. 3.20b.

❷ Dependendo da localização da fronteira do volume de controle, duas formulações distintas da equação da energia são obtidas. Na parte (a), ambos os fluxos encontram-se incluídos no volume de controle. A transferência de energia entre eles ocorre internamente e não ao longo da fronteira do volume de controle, assim o termo $\dot{Q}_{vc}$ se anula na equação do balanço de energia. No entanto, com o volume de controle da parte (b) o termo $\dot{Q}_{vc}$ deve ser incluído.

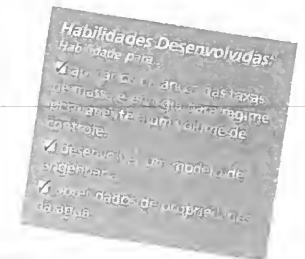
Teste-Relâmpago

Considerando que a vazão mássica do vapor que se condensa é 125 kg/s, determine a vazão mássica da água de resfriamento em kg/s.

Resposta: 4538 kg/s.

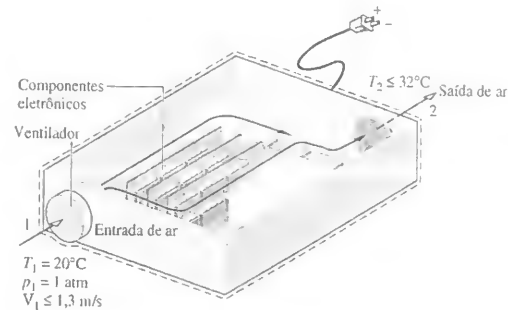
Evita-se a ocorrência de temperaturas altas em componentes eletrônicos fornecendo-se um resfriamento adequado. No próximo exemplo é analisado o resfriamento de componentes de computador, ilustrando o uso da formulação do balanço de energia para volume de controle juntamente com os dados das propriedades do ar.

Exemplo 4.8 RESFRIANDO COMPONENTES DE COMPUTADORES

Os componentes eletrônicos de um computador são resfriados pelo escoamento de ar através de um ventilador montado na entrada do gabinete. Em regime permanente, o ar entra a 20°C e 1 atm. Para o controle de ruídos, a velocidade do ar que entra não pode ser superior a 1,3 m/s. Para um controle de temperatura, a temperatura do ar na saída não pode ser superior a 32°C. Os componentes eletrônicos e o ventilador são alimentados com uma potência de 80 W e 18 W, respectivamente. Determine a menor área de entrada para o ventilador, em cm², para a qual os limites de velocidade de entrada do ar e temperatura de saída são atingidos.

Solução

Dado: os componentes eletrônicos de um computador são resfriados pelo escoamento de ar através de um ventilador montado na entrada do gabinete. As condições para o ar na entrada e na saída são especificadas. A potência necessária para os componentes eletrônicos e para o ventilador também é especificada.

Pede-se: determine a menor área para o ventilador para a qual os limites especificados são atingidos.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura corresponde encontra-se em regime permanente.
2. A transferência de calor da superfície *externa* do gabinete para a vizinhança é desprezível. Assim, $\dot{Q}_{vc} = 0$.
3. As variações das energias cinética e potencial podem ser ignoradas.
4. O ar é considerado como um gás ideal, com $c_p = 1,005$ kJ/kg · K.

Fig. E4.8

Análise: a área de entrada A_1 pode ser determinada pela vazão mássica $\dot{m}$ e pela Eq 4.4b, que pode ser rearrumada para fornecer

$$A_1 = \frac{\dot{m}v_1}{V_1} \tag{a}$$

Por sua vez, a vazão mássica pode ser avaliada pelo balanço da taxa de energia em regime permanente, Eq. 4.20a

$$0 = \underline{\dot{Q}_{vc}} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \underline{\left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right)} + \underline{g(z_1 - z_2)}\right]$$

Os termos sublinhados se anulam pelas hipóteses 2 e 3, fornecendo

$$0 = -\dot{W}_{vc} + \dot{m}(h_1 - h_2)$$

onde $\dot{W}_{vc}$ leva em conta a potência *total* fornecida aos componentes eletrônicos e ao ventilador: $\dot{W}_{vc} = (-80\text{W}) + (-18\text{W}) = -98$ W. Resolvendo para $\dot{m}$ e usando a hipótese 4 com a Eq. 3.51 para avaliar $(h_1 - h_2)$

$$\dot{m} = \frac{(-\dot{W}_{vc})}{c_p(T_2 - T_1)}$$

Introduzindo esta relação na expressão para A_1, Eq. (a), e usando o modelo de gás ideal para avaliar o volume específico v_1

$$A_1 = \frac{1}{V_1}\left[\frac{(-\dot{W}_{vc})}{c_p(T_2 - T_1)}\right]\left(\frac{RT_1}{p_1}\right)$$

Dessa expressão podemos perceber que A_1 *aumenta* quando V_1 e/ou T_2 *decresce*. Consequentemente, já que $V_1 \leq 1,3$ m/s e $T_2 \leq 305$ K (32°C), a área de entrada deve satisfazer

$$A_1 \geq \frac{1}{1,3\text{ m/s}}\left[\frac{98\text{ W}}{\left(1,005\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(305-293)\text{K}}\left|\frac{1\text{ kJ}}{10^3\text{ J}}\right|\left|\frac{1\text{ J/s}}{1\text{ W}}\right|\right]\left(\frac{\left(\frac{8314\text{ N}\cdot\text{m}}{28,97\text{ kg}\cdot\text{K}}\right)293\text{ K}}{1,01325\times10^5\text{ N/m}^2}\right)\left|\frac{10^4\text{cm}^2}{1\text{ m}^2}\right|$$

$$\geq 52\text{ cm}^2$$

Para as condições especificadas, a menor área do ventilador é 52 cm²

❶ Normalmente o ar de resfriamento entra e sai do gabinete em velocidades baixas, e assim os efeitos da energia cinética são insignificantes.

❷ A aplicabilidade do modelo de gás ideal pode ser verificada através do diagrama de compressibilidade generalizada. Já que a temperatura do gás aumenta em menos de 12°C o calor específico c_p é aproximadamente constante (Tabela A-20).

Teste-Relâmpago

Considerando que a transferência de calor ocorre a uma taxa de 11 W da superfície externa do computador para a vizinhança, determine a menor área de entrada para o ventilador para a qual os limites de velocidade de entrada do ar e temperatura de saída são atingidos se a potência de entrada permanecer a 98 W.

Resposta: 46 cm².

4.10 Dispositivos de Estrangulamento

Uma redução apreciável de pressão pode ser obtida pela simples introdução de uma restrição na linha pela qual um gás ou líquido escoa. Isso é rotineiramente realizado através de uma válvula parcialmente aberta ou por um tampão poroso. Esses dispositivos de *estrangulamento* estão ilustrados na Fig. 4.15.

Uma aplicação do processo de estrangulamento ocorre em sistemas de refrigeração por compressão de vapor, em que uma válvula é utilizada para reduzir a pressão do refrigerante do seu valor na saída do *condensador* à pressão mais baixa existente no *evaporador*. Consideraremos melhor esse processo no Cap. 10. O processo de estrangulamento também possui um papel na expansão de *Joule-Thomson* estudada no Cap. 11. Uma outra aplicação do processo de estrangulamento envolve o ***calorímetro de estrangulamento***, que é um dispositivo para a determinação do título de uma mistura bifásica líquido-vapor. O calorímetro de estrangulamento será estudado no Exemplo 4.9.

calorímetro de estrangulamento

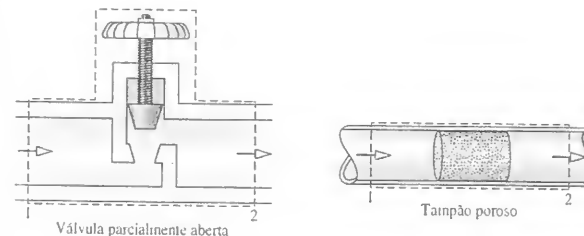



Fig. 4.15 Exemplos de dispositivos de estrangulamento.

4.10.1 Considerações sobre a Modelagem de Dispositivos de Estrangulamento

Para um volume de controle englobando um dispositivo de estrangulamento, o único trabalho é o trabalho de escoamento nos locais onde a massa entra e sai do volume de controle; assim, o termo $\dot{W}_{vc}$ desaparece da equação da energia. De um modo geral, não existe nenhuma troca de calor significativa com a vizinhança, e a variação da energia potencial entre a entrada e a saída é desprezível. Dessa forma, os termos sublinhados na Eq. 4.20a (repetida a seguir) desaparecem, ficando então os termos relacionados à entalpia e à energia cinética, como mostra a Eq. (a). Isto é,

$$0 = \underline{\dot{Q}_{vc}} - \underline{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + \underline{g(z_1 - z_2)}\right]$$

$$0 = (h_1 - h_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \tag{a}$$

Embora as velocidades possam ser relativamente altas nas imediações da restrição imposta pelo dispositivo de estrangulamento sobre o fluxo, medições realizadas a montante e a jusante da área de redução do escoamento mostram que em muitas situações as variações da energia cinética específica da substância em escoamento entre esses locais podem ser desprezadas. Com essa simplificação adicional, a Eq. (a) reduz-se a

$$h_2 = h_1 \qquad (p_2 < p_1) \tag{4.22}$$

processo de estrangulamento

Quando o escoamento através de uma válvula ou em outra restrição é idealizado dessa forma, o processo é chamado de ***processo de estrangulamento***.

4.10.2 Aplicação para um Calorímetro de Estrangulamento

Exemplo 4.9 MEDINDO O TÍTULO DE VAPOR

Uma linha de alimentação carrega vapor d'água em uma mistura bifásica líquido-vapor a 300 lbf/in² (2,1 MPa). Uma pequena fração do escoamento na linha é desviada para um calorímetro de estrangulamento e descarregada para a atmosfera a 14,7 lbf/in² (101,3 kPa). A temperatura do vapor de exaustão é medida como sendo 250°F (121,1°C). Determine o título do vapor d'água na linha de alimentação.

Solução

Dado: o vapor d'água é desviado de uma linha de alimentação para um calorímetro de estrangulamento e descarregado para a atmosfera.

Pede-se: determine o título do vapor na linha de alimentação.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

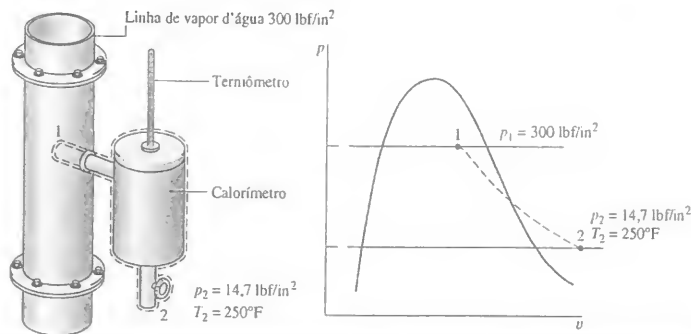



Fig. E4.9

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle ilustrado na figura correspondente encontra-se em regime permanente.
2. O vapor desviado sofre um processo de estrangulamento.

Análise: para um processo de estrangulamento os balanços de massa e de energia se reduzem para fornecer $h_2 = h_1$, o que está de acordo com a Eq. 4.22. Então, com o estado 2 determinado, a entalpia específica na linha de alimentação é conhecida e o estado 1 é determinado pelos valores conhecidos de p_1 e h_1.

➊ Conforme mostrado no diagrama p–v, o estado 1 encontra-se na região bifásica líquido-vapor e o estado 2 encontra-se na região de vapor superaquecido. Assim,

$$h_2 = h_1 = h_{f1} + x_1(h_{g1} - h_{f1})$$

Resolvendo para x_1,

$$x_1 = \frac{h_2 - h_{f1}}{h_{g1} - h_{f1}}$$

Da Tabela A-3E para 300 lbf/in², h_{f1} = 394,1 Btu/lb e h_{g1} = 1203,9 Btu/lb. Da Tabela A-4E para 14,7 lbf/in² e 250°F, h_2 = 1168,8 Btu/lb. Inserindo esses valores na expressão anterior, o título do vapor na linha é x_1 = 0,957 (95,7%).

➊ Para os calorímetros de estrangulamento que descarregam na atmosfera, o título de vapor na linha deve ser maior do que 94% para garantir que o vapor que abandona o calorímetro seja superaquecido.

Teste-Relâmpago

Considerando que a linha de alimentação carrega vapor saturado a 300 lbf/in², determine a temperatura na saída do calorímetro em °F para a mesma pressão de saída, 14,7 lbf/in²

Resposta: 324°F

4.11 Integração de Sistemas

Até agora estudamos vários tipos de componentes que foram selecionados dentre aqueles frequentemente vistos na prática. Geralmente esses componentes são encontrados combinados, e não isolados. Muitas vezes, os engenheiros devem combinar os componentes de um modo criativo para atingirem um objetivo global que se encontra sujeito a restrições, como custo geral mínimo. Esta importante atividade de engenharia é chamada de *integração de sistemas*.

Na prática de engenharia e no cotidiano os sistemas integrados são regularmente encontrados. Muitos leitores já devem estar familiarizados com um tipo de integração de sistemas já consagrado: a instalação de potência básica mostrada na Fig. 4.16. Esse sistema consiste em quatro componentes em série: a turbina acoplada a um gerador, o condensador, a bomba e a caldeira. Consideraremos tais instalações de potência em detalhes nas seções subseqüentes deste livro.

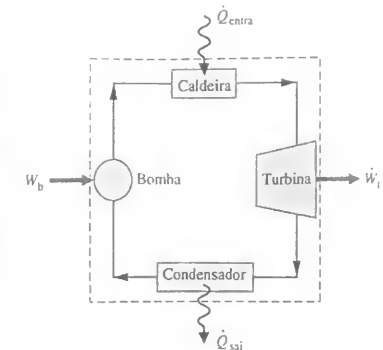



Fig. 4.16 Instalação de potência a vapor simples

Energia e Meio Ambiente

Casas saudáveis e confortáveis, que economizam nas contas de energia e água e protegem o ambiente, não são mais caras, dizem os construtores. Uma casa altamente eficiente em termos de energia e ambientalmente responsável, localizada perto da casa onde o Dr. Martin Luther King Jr. passou sua juventude, em Atlanta, é um excelente exemplo que traduz o "Eu tenho uma casa dos sonhos".

A casa, desenvolvida com o apoio do Departamento de Energia dos Estados Unidos, pode ser aquecida e resfriada por menos de um dólar por dia, e usa 57% menos de energia para aquecer e resfriar do que uma casa convencional. Além disso, os custos de construção não são mais altos que os de uma casa convencional.

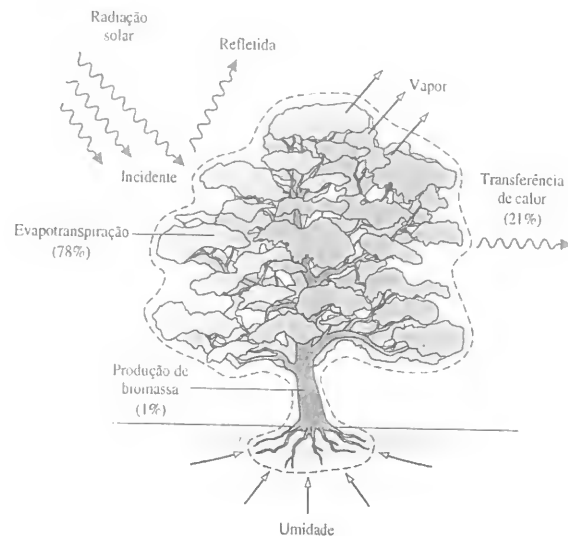
Projetistas utilizaram a abordagem de *sistemas integrados* na casa inteira, segundo a qual os componentes são cuidadosamente selecionados para se complementarem na obtenção da economia de energia e boa relação custo-benefício. As paredes, o telhado e o piso dessa casa de 1565 ft² (145,4 m²) são painéis estruturais isolados, construídos de fábrica, incorporando isolamento de espuma. Essa escolha permitiu que os projetistas reduzissem o tamanho do equipamento de aquecimento e resfriamento, assim reduzindo os custos. A casa também apresenta janelas eficientes em termos de energia, uma rede de dutos firmemente lacrada, e um ar condicionado de alta eficiência, que também contribui para a economia de energia.

Bio... conexões

Organismos vivos também podem ser considerados sistemas integrados. A Fig. 4.17 apresenta um volume de controle englobando uma árvore que recebe radiação solar. Conforme indicado na figura, uma porção da radiação incidente é refletida para a vizinhança. Cerca de 21% da energia solar líquida recebida pela árvore retorna para a vizinhança por transferência de calor, basicamente por convecção. O gerenciamento da água é responsável pela maior parte da contribuição solar remanescente.

Árvores *suam* como as pessoas; isso é chamado *evapotranspiração*. Conforme ilustrado na Fig. 4.17, cerca de 78% da energia solar líquida recebida pela árvore são usados para bombear água líquida da vizinhança, primariamente do solo, convertê-la em vapor e descarregá-la para a vizinhança através de minúsculos poros (chamados *estômatos*) nas folhas. Quase toda a água absorvida é perdida dessa forma, e apenas uma pequena fração é usada no interior da árvore. Aplicando um balanço de energia ao volume de controle que engloba a árvore, apenas 1% da energia solar líquida recebida pela árvore é deixado para o uso na produção de biomassa (madeira e folhas). A evapotranspiração beneficia as árvores, mas também contribui significativamente para a perda de água das bacias hidrográficas, mostrando que na natureza, tal como na engenharia, ocorrem processos de *troca*.

O exemplo a seguir fornece uma outra ilustração de um sistema integrado. Esse caso envolve um sistema de recuperação de *calor perdido*.

Fig. 4.17 Volume de controle englobando uma arvore

Exemplo 4.10 SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR PERDIDO

Um processo industrial descarrega 2×10^5 ft³/min (94,4 m³/s) de produtos de combustão gasosos a 400°F (204,4°C) e 1 atm. Conforme ilustrado na Fig. E4.10, propõe-se um sistema que combina um gerador de vapor juntamente com uma turbina para a recuperação do calor dos produtos de combustão. Em regime permanente, os produtos de combustão saem do gerador de vapor a 260°F (126,7°C) e 1 atm, e um fluxo de água distinto entra a 40 lbf/in² (275,8 kPa) e 102°F (38,9°C), com uma vazão mássica de 275 lb/min (2,1 kg/s). Na saída da turbina a pressão é 1 lbf/in² (6,9 kPa) e o título é 93%. A transferência de calor das superfícies externas do gerador de vapor e da turbina pode ser ignorada juntamente com as variações das energias cinética e potencial das correntes em escoamento. Não existe uma perda de carga significativa da água que escoa no gerador de vapor. Os produtos de combustão podem ser modelados como ar em comportamento de gás ideal.

(a) Determine a potência desenvolvida pela turbina em Btu/min.
(b) Determine a temperatura de entrada na turbina em °F.
(c) Determine o ganho, em $/ano, para uma operação anual de 8000 horas, tomando como base um custo típico de eletricidade da ordem de $0,08 por kW · h.

Solução

Dado: informações sobre a operação em regime permanente são fornecidas para um sistema que consiste em um gerador de vapor que recupera calor e uma turbina.

Pede-se: a potência desenvolvida pela turbina e a temperatura de entrada. Avalie o ganho anual da potência desenvolvida.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

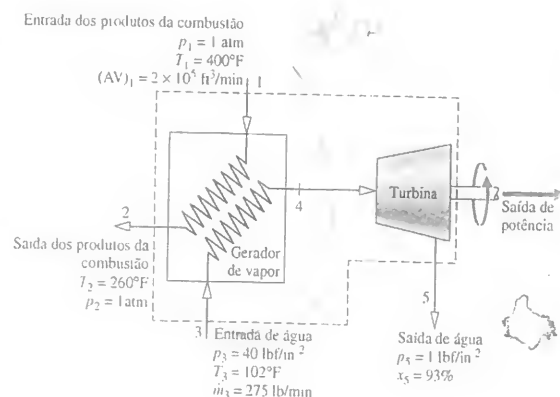



Fig. E4.10

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura correspondente encontra-se em regime permanente.
2. A transferência de calor é desprezível, e as variações das energias cinética e potencial podem ser ignoradas.
3. Não existe perda de carga para a água que escoa no gerador de vapor.
4. Os produtos da combustão podem ser modelados como ar na situação de gás ideal.

Análise:

(a) A potência desenvolvida pela turbina é determinada por um volume de controle englobando simultaneamente o gerador de vapor e a turbina. Já que as correntes de gás e água não se misturam, os balanços das taxas de massa para cada uma dessas correntes se reduzem, respectivamente, a

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2, \qquad \dot{m}_3 = \dot{m}_5$$

Para esse volume de controle, a formulação apropriada para o balanço de energia considerando regime permanente é dada pela Eq. 4.18, que fornece

$$0 = \underline{\dot{Q}_{vc}} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_1\left(h_1 + \underline{\frac{V_1^2}{2} + gz_1}\right) + \dot{m}_3\left(h_3 + \underline{\frac{V_3^2}{2} + gz_3}\right)$$
$$- \dot{m}_2\left(h_2 + \underline{\frac{V_2^2}{2} + gz_2}\right) - \dot{m}_5\left(h_5 + \underline{\frac{V_5^2}{2} + gz_5}\right)$$

Os termos sublinhados se anulam pela hipótese 2. Com essas simplificações, juntamente com as relações das vazões mássicas citadas, o balanço da taxa de energia torna-se

$$\dot{W}_{vc} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + \dot{m}_3(h_3 - h_5)$$

O fluxo de massa $\dot{m}_1$ pode ser avaliado com os dados fornecidos na entrada 1 e a equação de estado de gás ideal

$$\dot{m}_1 = \frac{(AV)_1}{v_1} = \frac{(AV)_1 p_1}{(\overline{R}/M)T_1} = \frac{(2 \times 10^5 \text{ ft}^3/\text{min})(14{,}7 \text{ lbf/in}^2)}{\left(\frac{1545 \text{ ft} \cdot \text{lbf}}{28{,}97 \text{ lb} \cdot °\text{R}}\right)(860°\text{R})}\left|\frac{144 \text{ in}^2}{1 \text{ ft}^2}\right|$$
$$= 9230{,}6 \text{ lb/min}$$

As entalpias específicas h_1 e h_2 podem ser determinadas da Tabela A-22E: para 860°R, h_1 = 206,46 Btu/lb, e para 720°R, h_2 = 172,39 Btu/lb. No estado 3 tem-se água liquida. Usando a Eq.3.14 e os dados de líquido saturado da Tabela A-2E, $h_3 \approx h_f(T_3)$ = 70 Btu/lb. O estado 5 é uma mistura bifásica líquido-vapor. Com os dados da Tabela A-3E e o título fornecido,

$$h_5 = h_{f5} + x_5(h_{g5} - h_{f5})$$
$$= 69{,}74 + 0{,}93(1036{,}0) = 1033{,}2 \text{ Btu/lb}$$

Substituindo os valores na expressão para W_{vc}

$$W_{vc} = \left(9230{,}6 \frac{\text{lb}}{\text{min}}\right)(206{,}46 - 172{,}39)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$
$$+ \left(275 \frac{\text{lb}}{\text{min}}\right)(70 - 1033{,}2)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$
$$= 49610 \frac{\text{Btu}}{\text{min}}$$

(b) Para a determinação de T_4 é necessário fixar um estado em 4. Isso requer o valor de duas propriedades independentes. Com a hipótese 3, uma dessas propriedades é a pressão, p_4 = 40 lbf/in². A outra é a entalpia específica h_4, que pode ser determinada a partir de um balanço de energia para um volume de controle que engloba apenas o gerador de vapor. Os balanços de massa para cada uma das correntes fornecem $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ e $\dot{m}_3 = m_4$. Com a hipótese 2 e essas relações para as vazões mássicas, a formulação em regime permanente para o balanço de energia reduz-se a

$$0 = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + m_3(h_3 - h_4)$$

Resolvendo para h_4

$$h_4 = h_3 + \frac{m_1}{m_3}(h_1 - h_2)$$
$$= 70\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} + \left(\frac{9230{,}6 \text{ lb/min}}{275 \text{ lb/min}}\right)(206{,}46 - 172{,}39)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$
$$= 1213{,}6 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

Interpolando na Tabela A-4E para p_4 = 40 lbf/in² com o valor de h_4, tem-se T_4 = 354°F

(c) Usando o resultado da parte (a), juntamente com os dados de economia fornecidos e com os fatores de conversão apropriados, o ganho para 8000 horas de operação anual é

$$\text{Valor anual} = \left(49610 \frac{\text{Btu}}{\text{min}}\left|\frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}}\right|\left|\frac{1 \text{ kW}}{3413 \text{ Btu/h}}\right|\right)\left(8000 \frac{\text{h}}{\text{ano}}\right)\left(0{,}08 \frac{\$}{\text{kW}\cdot\text{h}}\right)$$

❷
$$= 558.000 \frac{\$}{\text{ano}}$$

❶ Alternativamente, a determinação de h_4 também pode ser realizada por um volume de controle englobando apenas a turbina.

❷ A decisão sobre a implementação dessa solução para o problema de se utilizar os gases quentes de combustão oriundos de um processo industrial deve necessariamente levar em conta uma avaliação econômica mais detalhada, incluindo os custos de aquisição e de operação do gerador de vapor, da turbina e dos equipamentos auxiliares.

Admitindo que o volume de controle envolve apenas a turbina, determine a temperatura de entrada da turbina em °F.

Resposta: 354°F.

4.12 Análise Transiente

transiente

Muitos dispositivos passam por períodos de operação ***transiente***, nos quais o estado varia com o tempo. Nos exemplos estão incluídos o acionamento ou desligamento de turbinas, compressores e motores. Conforme considerado no Exemplo 4.2 e na discussão da Fig. 1.5, reservatórios em enchimento ou em descarga constituem-se em exemplos adicionais. A hipótese de regime permanente não se aplica à análise desses casos, já que os valores das propriedades, as taxas de transferência de calor e de trabalho e vazões mássicas podem variar com o tempo durante as operações transientes. Um cuidado adicional deve ser tomado ao se aplicarem os balanços de massa e de energia, conforme discutido a seguir.

4.12.1 Balanço de Massa na Análise Transiente

Primeiramente, escreveremos o balanço de massa para um volume de controle em uma forma adequada para uma análise transiente. Começamos com a integração do balanço da taxa de massa, Eq. 4.2, de um tempo 0 até um tempo final t. Ou seja,

$$\int_0^t \left(\frac{dm_{vc}}{dt}\right)dt = \int_0^t \left(\sum_e \dot{m}_e\right)dt - \int_0^t \left(\sum_s \dot{m}_s\right)dt$$

A equação anterior toma a forma

$$m_{vc}(t) - m_{vc}(0) = \sum_e \left(\underline{\int_0^t \dot{m}_e\, dt}\right) - \sum_s \left(\underline{\int_0^t \dot{m}_s\, dt}\right)$$

Introduzindo os seguintes símbolos para os termos sublinhados

$$m_e = \int_0^t \dot{m}_e\, dt \quad \begin{cases}\text{quantidade de massa}\\ \text{entrando no volume de}\\ \text{controle através da}\\ \text{entrada } e\text{, do tempo 0 até } t\end{cases}$$

$$m_s = \int_0^t \dot{m}_s\, dt \quad \begin{cases}\text{quantidade de massa}\\ \text{saindo do volume de}\\ \text{controle através da}\\ \text{entrada } s\text{, do tempo 0 até } t\end{cases}$$

o balanço de massa torna-se

$$m_{vc}(t) - m_{vc}(0) = \sum_e m_e - \sum_s m_s \tag{4.23}$$

A Eq. 4.23 enuncia que a variação na quantidade de massa contida no volume de controle é igual à diferença entre as quantidades totais de massa que entram e saem.

4.12.2 Balanço de Energia na Análise Transiente

Em seguida integraremos o balanço de energia, Eq. 4.15, desprezando os efeitos das energias cinética e potencial. O resultado é

$$U_{vc}(t) - U_{vc}(0) = Q_{vc} - W_{vc} + \sum_e \left(\underline{\int_0^t \dot{m}_e h_e\, dt}\right) - \sum_s \left(\underline{\int_0^t \dot{m}_s h_s\, dt}\right) \tag{4.24a}$$

onde Q_{vc} leva em conta a quantidade líquida de energia transferida por calor no volume de controle e W_{vc} leva em conta a quantidade líquida transferida por trabalho, executando-se o trabalho de escoamento. As integrais sublinhadas da Eq. 4.24a levam em conta a energia transportada nas entradas e nas saídas.

Para o *caso especial* em que os estados nas entradas e nas saídas são *constantes com o tempo*, as entalpias específicas h_e e h_s seriam constantes e os termos sublinhados da Eq. 4.24a se tornariam

$$\int_0^t \dot{m}_e h_e\, dt = h_e \int_0^t \dot{m}_e\, dt = h_e m_e$$

$$\int_0^t \dot{m}_s h_s\, dt = h_s \int_0^t \dot{m}_s\, dt = h_s m_s$$

Então, a Eq. 4.24a toma a seguinte forma especial

$$U_{vc}(t) - U_{vc}(0) = Q_{vc} - W_{vc} + \sum_e m_e h_e - \sum_s m_s h_s \tag{4.24b}$$

Quer em sua forma geral, Eq. 4.24a, quer na sua formulação específica, Eq. 4.24b, essas equações levam em conta a variação na quantidade de energia contida no interior do volume de controle como a diferença entre as quantidades totais de entrada e de saída de energia.

Uma outra formulação especial surge quando as propriedades intensivas no interior do volume de controle são *uniformes com relação à posição* em cada instante. Conseqüentemente, o volume específico e a energia interna específica são uniformes no todo e podem apenas depender do tempo, ou seja, $v(t)$ e $u(t)$. Assim,

$$\begin{aligned} m_{vc}(t) &= V_{vc}(t)/v(t) \\ U_{vc}(t) &= m_{vc}(t)u(t) \end{aligned} \tag{4.25}$$

Quando o volume de controle é composto por várias fases, supõe-se que o estado de cada fase seja uniforme em todo o volume.

4.12.3 Aplicações da Análise Transiente

Os seguintes exemplos apresentam a análise transiente de volumes de controle usando os princípios de conservação de massa e de energia. Para cada caso considerado começamos com as formulações gerais dos balanços de massa e de energia que são reduzidas, quando necessário, para formas adequadas para o caso em questão através de idealizações discutidas nesta seção.

O primeiro exemplo considera um reservatório que se esvazia parcialmente à medida que a massa escoa através de uma válvula.

Exemplo 4.11 RETIRANDO VAPOR DE UM TANQUE A PRESSÃO CONSTANTE

Um tanque, com 0,85 m³ de volume, inicialmente contém água em uma mistura bifásica líquido-vapor a 260°C e com um título de 0,7. O vapor d'água saturado a 260°C é lentamente retirado através de uma válvula reguladora de pressão no topo do tanque à medida que a energia é transferida por meio de calor para manter a pressão constante no tanque. Esse processo continua até que o tanque esteja cheio de vapor saturado a 260°C. Determine a quantidade de calor transferida em kJ. Despreze todos os efeitos das energias cinética e potencial.

Solução

Dado: um tanque inicialmente com uma mistura bifásica líquido-vapor é aquecido enquanto o vapor d'água saturado é lentamente removido. Esse processo se dá a pressão constante até que o tanque esteja cheio somente de vapor saturado.

Pede-se: a quantidade de calor transferido.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

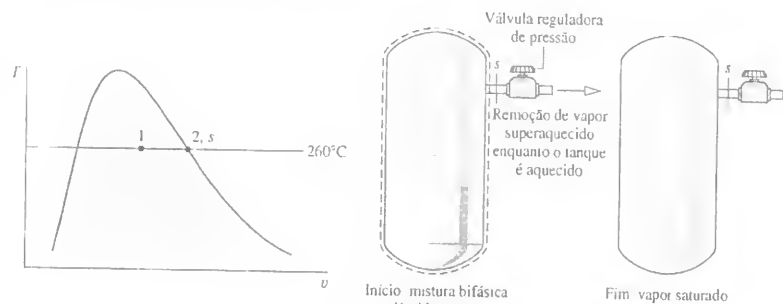



Fig. E4.11

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle é definido pela linha pontilhada no diagrama.
2. Para o volume de controle, $\dot{W}_{vc} = 0$, e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser abandonados.
3. O estado permanece constante na saída.
4. ❶ Os estados inicial e final da massa no interior do reservatório são estados de equilíbrio.

Análise: como existe apenas uma saída e nenhuma entrada, o balanço da taxa de massa toma a seguinte forma:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = -\dot{m}_s$$

Pela hipótese 2, o balanço da taxa de energia reduz-se a

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{m}_s h_s$$

Combinando os balanços de massa e de energia, tem-se

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} + h_s \frac{dm_{vc}}{dt}$$

Pela hipótese 3, a entalpia específica na saída é constante. Assim sendo, a integração da última equação fornece

$$\Delta U_{vc} = Q_{vc} + h_s\, \Delta m_{vc}$$

Resolvendo para o calor transferido $\dot{Q}_{vc}$

$$Q_{vc} = \Delta U_{vc} - h_s\, \Delta m_{vc}$$

ou

❷
$$Q_{vc} = (m_2 u_2 - m_1 u_1) - h_s(m_2 - m_1)$$

onde m_1 e m_2 denotam, respectivamente, as quantidades inicial e final de massa no tanque.

Os termos u_1 e m_1 da equação anterior podem ser avaliados como valores de propriedades para 260°C e com o valor do título fornecido pela Tabela A-2. Assim,

$$\begin{aligned} u_1 &= u_f + x_1(u_g - u_f) \\ &= 1128{,}4 + (0{,}7)(2599{,}0 - 1128{,}4) = 2157{,}8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Além disso,

$$\begin{aligned} v_1 &= v_f + x_1(v_g - v_f) \\ &= 1{,}2755 \times 10^{-3} + (0{,}7)(0{,}04221 - 1{,}2755 \times 10^{-3}) = 29{,}93 \times 10^{-3} \text{ m}^3\text{/kg} \end{aligned}$$

Usando o volume específico v_1, a massa inicialmente contida no tanque é

$$m_1 = \frac{V}{v_1} = \frac{0{,}85 \text{ m}^3}{(29{,}93 \times 10^{-3} \text{ m}^3\text{/kg})} = 28{,}4 \text{ kg}$$

O estado final da massa no tanque é vapor saturado a 260°C, assim a Tabela A-2 fornece

$$u_2 = u_g(260°\text{C}) = 2599{,}0 \text{ kJ/kg}, \qquad v_2 = v_g(260°\text{C}) = 42{,}21 \times 10^{-3} \text{ m}^3\text{/kg}$$

A massa contida no interior do tanque ao final do processo é

$$m_2 = \frac{V}{v_2} = \frac{0{,}85 \text{ m}}{42{,}21 \times 10^{-3} \text{ m}^3\text{/kg}} = 20{,}14 \text{ kg}$$

A Tabela A-2 também fornece $h_s = h_g(260°\text{C}) = 2796{,}6$ kJ/kg.
Substituindo os valores na expressão para o calor transferido, tem-se

$$\begin{aligned} Q_{vc} &= (20{,}14)(2599{,}0) - (28{,}4)(2157{,}8) - 2796{,}6(20{,}14 - 28{,}4) \\ &= 14.162 \text{ kJ} \end{aligned}$$

---

❶ Neste caso são feitas idealizações sobre o estado do vapor na saída e sobre os estados inicial e final da massa contida no interior do tanque.

❷ Essa expressão para Q_{vc} poderia ser obtida aplicando-se a Eq. 4.24b juntamente com as Eqs 4.23 e 4.25.

Admitindo que o título inicial é de 90%, determine a transferência de calor em kJ, mantendo todos os outros dados inalterados.

Resposta: 3707 kJ.

Nos próximos dois exemplos serão considerados casos em que os tanques se encontram em enchimento. No Exemplo 4.12, um tanque inicialmente evacuado é alimentado com vapor d'água à medida que se desenvolve potência. No Exemplo 4.13, um compressor é utilizado para armazenar ar em um tanque.

Exemplo 4.12 USANDO VAPOR PARA A GERAÇÃO EMERGENCIAL DE POTÊNCIA

Um grande reservatório contém vapor d'água a uma pressão de 15 bar e temperatura de 320°C. Uma turbina encontra-se conectada a esse reservatório através de uma válvula e, em seqüência, encontra-se um tanque inicialmente evacuado com um volume de 0,6 m³. Quando uma potência de emergência é necessária a válvula se abre e o vapor d'água preenche o tanque até que a pressão seja de 15 bar. A temperatura no tanque é então de 400°C. O processo de enchimento se dá de uma forma adiabática, e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine a quantidade de trabalho desenvolvida pela turbina, em kJ.

Solução

Dado: o vapor d'água contido em um grande reservatório em um estado conhecido escoa para um pequeno tanque de volume conhecido através de uma turbina, até que uma condição final especificada seja atingida no tanque.

Pede-se: determine o trabalho desenvolvido pela turbina.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

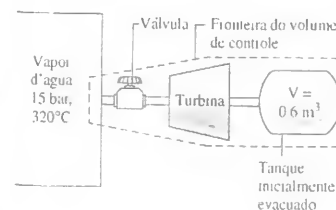



Fig. E4.12

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle é definido pela linha tracejada no diagrama.
2. Para o volume de controle, $\dot{Q}_{vc} = 0$, e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.
3. ❶ O estado do vapor no interior do reservatório grande permanece constante. O estado final do vapor no tanque menor é um estado de equilíbrio.
4. A quantidade de massa armazenada no interior da turbina e na tubulação ao final do processo de enchimento é desprezível.

Análise: como o volume de controle possui uma única entrada e nenhuma saída, o balanço da taxa de massa simplifica-se para

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_e$$

Pela hipótese 2, o balanço da taxa de energia, dado pela Eq. 4.15, se reduz a

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = -\dot{W}_{vc} + \dot{m}_e h_e$$

Combinando os balanços de massa e de energia, encontra-se

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = -\dot{W}_{vc} + h_e \frac{dm_{vc}}{dt}$$

Integrando

$$\Delta U_{vc} = -W_{vc} + h_e \Delta m_{vc}$$

❷ De acordo com a hipótese 3, a entalpia específica do vapor que entra no volume de controle é constante para o valor correspondente ao estado no reservatório maior.

Resolvendo para W_{vc}

$$W_{vc} = h_e \Delta m_{vc} - \Delta U_{vc}$$

ΔU_{vc} e Δm_{vc} significam, respectivamente, as variações na energia interna e na massa do volume de controle. Com a hipótese 4, esses termos podem ser identificados apenas no tanque menor.

Como o tanque se encontra inicialmente evacuado, os termos ΔU_{vc} e Δm_{vc} simplificam-se para a energia interna e a massa no interior do tanque ao final do processo. Isto é,

$$\Delta U_{vc} = (m_2u_2) - \cancel{(m_1u_1)}^{0}, \qquad \Delta m_{vc} = m_2 - \cancel{m_1}^{0}$$

onde 1 e 2 denotam, respectivamente, os estados inicial e final no interior do tanque.

Juntando os resultados, tem-se

$$W_{vc} = m_2(h_e - u_2) \tag{a}$$

A massa no interior do tanque, ao final do processo, pode ser avaliada pela Tabela A-4 em razão do volume fornecido e do volume específico do vapor para 15 bar e 400°C

$$m_2 = \frac{V}{v_2} = \frac{0{,}6\ \text{m}^3}{(0{,}203\ \text{m}^3/\text{kg})} = 2{,}96\ \text{kg}$$

Da Tabela A-4, a energia interna específica do vapor para 15 bar e 400°C vale 2951,3 kJ/kg. Além disso, para 15 bar e 320°C, h_1 = 3081,9 kJ/kg.

Substituindo os valores na Eq. (a)

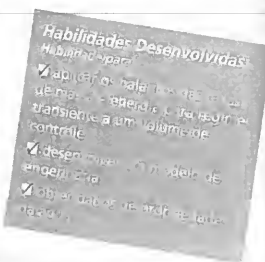
$$W_{vc} = 2{,}96\ \text{kg}(3081{,}9 - 2951{,}3)\text{kJ/kg} = 386{,}6\ \text{kJ}$$

❶ Neste caso são feitas idealizações sobre o estado do vapor entrando no tanque *e* sobre o estado final do vapor no tanque. Essas idealizações tornaram a análise transiente tratável.

❷ Um aspecto significativo deste exemplo é a transferência de energia no volume de controle pelo trabalho de escoamento incorporado no termo pv da entalpia específica na entrada.

Teste-Relâmpago

Se a turbina fosse removida e o vapor pudesse escoar adiabaticamente no tanque menor até que a pressão no tanque fosse de 15 bar, determine a temperatura final do vapor no tanque, em °C.

Resposta: 477°C

Exemplo 4.13 ARMAZENANDO AR COMPRIMIDO EM UM TANQUE

Um compressor de ar preenche rapidamente, com ar extraído da atmosfera a 70°F (21,1°C) e 1 atm, um tanque de 10 ft³ (0,28 m³) que inicialmente contém ar a 70°F e 1 atm. Durante o processo de enchimento a relação entre a pressão e o volume específico do ar no tanque é $pv^{1,4}$ = *constante*. O modelo de gás ideal se aplica para o ar, e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Esboce graficamente a pressão em atm e a temperatura em °F do ar no interior do tanque, ambos *versus* a razão m/m_1, onde m_1 é a massa inicial do tanque e m é a massa no tanque no instante $t > 0$. Esboce, também, a potência de acionamento do compressor em Btu *versus* m/m_1. Considere que a razão m/m_1 varia entre 1 e 3.

Solução

Dado: um compressor de ar enche rapidamente um tanque de volume conhecido. O estado inicial do ar no tanque e o estado de admissão do ar são conhecidos.

Pede-se: esboce os gráficos da pressão e da temperatura do ar no interior do tanque e o gráfico da potência de acionamento do compressor. Todos *versus* m/m_1, considerando uma variação de 1 a 3

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E4.13a

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle é definido pela linha tracejada no diagrama.
2. $\dot{Q}_{vc}$ pode ser abandonado devido à rapidez do processo de enchimento do tanque.
3. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.
4. O estado do ar que entra no volume de controle permanece constante.
5. O ar armazenado no interior do compressor e nas linhas de conexão pode ser ignorado.
6. ❶ A relação entre a pressão e o volume específico para o ar no tanque é $pv^{1,4}$ = *constante*.
7. O modelo de gás ideal se aplica para o ar.

Análise: os gráficos desejados podem ser obtidos usando-se o *Interactive Thermodynamics: IT*, ou um programa similar. O programa *IT* está baseado na análise que se segue. A pressão p no tanque para um tempo $t > 0$ é determinada por

$$pv^{1,4} = p_1v_1^{1,4}$$

onde o volume específico correspondente v é obtido usando-se o volume V do tanque juntamente com a massa m no tanque nesse tempo. Isto é, $v = V/m$. O volume específico do ar no tanque na condição inicial, v_1, é calculado pela equação de estado de gás ideal, com a temperatura inicial T_1 conhecida e com a pressão p_1. Ou seja,

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{\left(\dfrac{1545\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}{28{,}97\ \text{lb}\cdot°\text{R}}\right)(530°\text{R})}{(14{,}7\ \text{lbf/in}^2)}\left|\frac{1\ \text{ft}^2}{144\ \text{in}^2}\right| = 13{,}35\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}}$$

Uma vez determinada a pressão p, a temperatura T correspondente pode ser obtida pela equação de estado de gás ideal, $T = pv/R$.

Para a determinação do trabalho, parta da Eq. 4.2 do balanço da taxa de massa, que para um volume de controle de uma única entrada se reduz a

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_e$$

Então, de acordo com as hipóteses 2 e 3, a Eq. 4.15 do balanço da taxa de energia simplifica-se para

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = -\dot{W}_{vc} + \dot{m}_e h_e$$

Combinando os balanços de massa e de energia e integrando utilizando a hipótese 4, tem-se

$$\Delta U_{vc} = -W_{vc} + h_e \Delta m_{vc}$$

Designando o trabalho *fornecido* ao compressor por $W_{entra} = -W_{vc}$ e usando a hipótese 5, tem-se

$$W_{entra} = mu - m_1u_1 - (m - m_1)h_e \tag{a}$$

onde m_1 é a massa inicial de ar no tanque, que é determinada por

$$m_1 = \frac{V}{v_1} = \frac{10\ \text{ft}^3}{13{,}35\ \text{ft}^3/\text{lb}} = 0{,}75\ \text{lb}$$

De modo a validar o programa *IT* através de um *caso-exemplo* a seguir, considere o caso de m = 1,5 lb, que corresponde a m/m_1 = 2. O volume específico do ar no tanque nesse instante é

$$v = \frac{V}{m} = \frac{10\ \text{ft}^3}{1{,}5\ \text{lb}} = 6{,}67\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}}$$

A pressão correspondente do ar é

$$p = p_1\left(\frac{v_1}{v}\right)^{1,4} = (1\ \text{atm})\left(\frac{13{,}35\ \text{ft}^3/\text{lb}}{6{,}67\ \text{ft}^3/\text{lb}}\right)^{1,4}$$
$$= 2{,}64\ \text{atm}$$

e a temperatura correspondente do ar vale

$$T = \frac{pv}{R} = \left(\frac{(2{,}64\ \text{atm})(6{,}67\ \text{ft}^3/\text{lb})}{\left(\dfrac{1545\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}{28{,}97\ \text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)}\right)\left|\frac{14{,}7\ \text{lbf/in}^2}{1\ \text{atm}}\right|\left|\frac{144\ \text{in}^2}{1\ \text{ft}^2}\right|$$
$$= 699^\circ\text{R}\ (239^\circ\text{F})$$

Avaliando u_1, u e h_e nas temperaturas apropriadas através da Tabela A-22E, $u_1 = 90{,}3$ Btu/lb, $u = 119{,}4$ Btu/lb e $h_e = 126{,}7$ Btu/lb. Usando a Eq. (a), o trabalho de acionamento requerido é

$$W_{\text{entra}} = mu - m_1u_1 - (m - m_1)h_e$$
$$= (1{,}5\ \text{lb})\left(119{,}4\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right) - (0{,}75\ \text{lb})\left(90{,}3\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right) - (0{,}75\ \text{lb})\left(126{,}7\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right)$$
$$= 16{,}4\ \text{Btu}$$

Programa IT: Escolhendo "English Units" do menu **Units** e selecionando "Air" do menu **Properties**, o programa *IT* para resolver esse problema é

```
//Given Data
p1 = 1//atm
T1 = 70//°F
Ti = 70//°F
V = 10//ft³
n = 1.4

// Determine the pressure and temperature for t > 0
v1 = v_TP("Air", T1, p1)
v = V/m
p * v ^n = p1 * v1 ^n
v = v_TP("Air", T, p)

// Specify the mass and mass ratio r
v1 = V/m1
r = m/m1
r = 2

// Calculate the work using Eq. (a)
Win = m * u - m1 * u1 - hi * (m - m1)
u1 = u_T("Air", T1)
u = u_T("Air", T)
hi = h_T("Air", Ti)
```

Usando o botão **Solve**, obtenha uma solução para o caso-exemplo $r = m/m_1 = 2$ que foi considerado para validar o programa. Como pode ser verificado, uma boa concordância é obtida. Uma vez que o programa se encontra validado, use o botão **Explore** para variar a razão m/m_1 de 1 até 3 em passos de 0,01. Então, use o botão **Graph** para construir os gráficos desejados. Os resultados são:

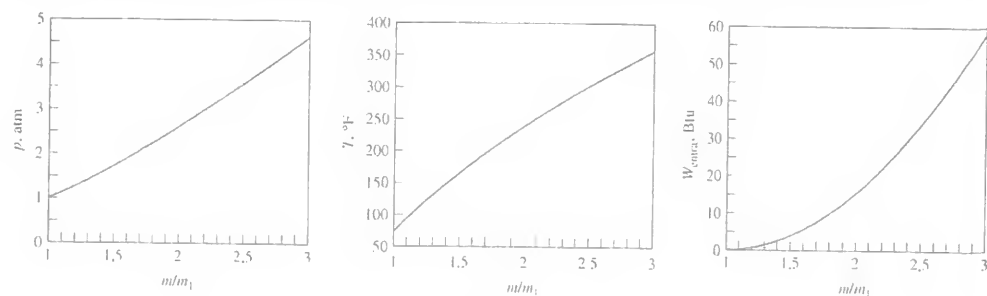



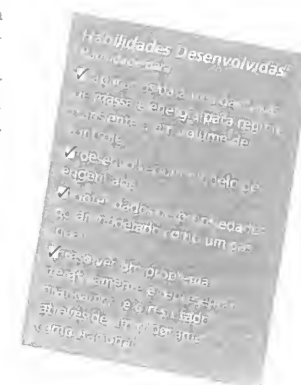
Fig. E4.13b

Dos primeiros dois gráficos conclui-se que a pressão e a temperatura aumentam à medida que o tanque enche. O trabalho necessário para encher o tanque também aumenta. Os resultados se apresentam conforme o esperado.

❶ A relação pressão-volume específico encontra-se de acordo com o que seria medido. A relação também é consistente com a idealização de estado uniforme, incorporada nas Eqs. 4.25.

Teste-Relâmpago

Como um *exercício* de cálculo, considere o caso $m = 2{,}25$ lb (1,0 kg) e avalie p em atm. Compare com o valor lido do gráfico da Fig. E4.13b.

Resposta: 4,67 atm.

O exemplo final de análise transiente é uma aplicação com um tanque *perfeitamente misturado*. Esse equipamento de processo é comumente empregado nas indústrias de processamento químico e alimentícias.

Exemplo 4.14 VARIAÇÃO DE TEMPERATURA EM UM TANQUE PERFEITAMENTE MISTURADO

Um tanque, contendo 45 kg de água líquida inicialmente a 45°C, possui uma entrada e uma saída que apresentam um escoamento com a mesma vazão volumétrica. Água líquida é admitida no tanque a 45°C e a uma vazão volumétrica de 270 kg/h. Uma serpentina de resfriamento imersa na água remove energia a uma taxa de 7,6 kW. Um agitador mistura perfeitamente a água, de maneira que sua temperatura seja uniforme ao longo do tanque. A potência de acionamento do agitador é 0,6 kW. As pressões na entrada e na saída são iguais, e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. Esboce em um gráfico a variação da temperatura da água ao longo do tempo.

Solução

Dado: água líquida escoa para dentro e para fora de um tanque com vazões iguais, ao mesmo tempo em que a água no interior do tanque é resfriada por uma serpentina de resfriamento.

Pede-se: esboce a variação da temperatura da água com o tempo.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

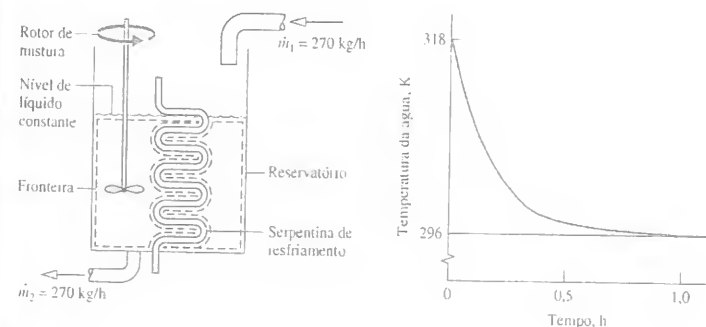



Fig. E4.14

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle é definido pela linha tracejada no diagrama.
2. Para o volume de controle, a única transferência de calor significativa está associada à serpentina de resfriamento. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.
3. A temperatura da água é uniforme no tanque: $T = T(t)$.
4. A água no tanque é incompressível e não existe variação de pressão entre a entrada e a saída.

Análise: pela hipótese 2, o balanço da taxa de energia reduz-se a

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}(h_1 - h_2)$$

onde $\dot{m}$ representa a vazão mássica.

A massa contida no interior do volume de controle permanece constante ao longo do tempo e, assim, o termo à esquerda do balanço de energia pode ser expresso como

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = \frac{d(m_{vc}u)}{dt} = m_{vc}\frac{du}{dt}$$

Já que a água é considerada incompressível, a energia interna específica depende apenas da temperatura. Então, a regra da cadeia pode ser utilizada para escrever

$$\frac{du}{dt} = \frac{du}{dT}\frac{dT}{dt} = c\frac{dT}{dt}$$

onde c é o calor específico. Juntando os resultados

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = m_{vc}c\frac{dT}{dt}$$

Pela Eq. 3.20b, o termo da entalpia do balanço de energia pode ser expresso como

$$h_1 - h_2 = c(T_1 - T_2) + v\overset{0}{\cancel{(p_1 - p_2)}}$$

onde o termo de pressão se anula pela hipótese 4. Já que a água é bem misturada, a temperatura na saída é igual à temperatura da quantidade total de líquido no tanque, assim

$$h_1 - h_2 = c(T_1 - T)$$

onde T representa a temperatura uniforme da água no tempo t.

Com as considerações anteriores, o balanço da taxa de energia torna-se

$$m_{vc}c\frac{dT}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}c(T_1 - T)$$

Como pode ser verificado por uma substituição direta, a solução desta equação diferencial ordinária é

$$T = C_1 \exp\left(-\frac{\dot{m}}{m_{vc}}t\right) + \left(\frac{\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc}}{\dot{m}c}\right) + T_1$$

A constante C_1 é avaliada usando-se a condição inicial: para $t = 0$, $T = T_1$. Finalmente,

$$T = T_1 + \left(\frac{\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc}}{\dot{m}c}\right)\left[1 - \exp\left(-\frac{\dot{m}}{m_{vc}}t\right)\right]$$

Substituindo os valores numéricos fornecidos juntamente com o calor específico c para água líquida da Tabela A-19,

$$T = 318\text{ K} + \left[\frac{[-7{,}6 - (-0{,}6)]\text{ kJ/s}}{\left(\frac{270}{3600}\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)\left(4{,}2\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)}\right]\left[1 - \exp\left(-\frac{270\text{ kg/h}}{45\text{ kg}}t\right)\right]$$

$$= 318 - 22[1 - \exp(-6t)]$$

onde t é dado em horas. Usando esta expressão pode-se construir um gráfico mostrando a variação da temperatura com o tempo.

Neste caso foram feitas idealizações sobre o estado da massa contida no interior do sistema e sobre os estados do líquido na entrada e na saída. Essas idealizações tornaram a análise transiente tratável.

Teste-Relâmpago

Qual a temperatura da água, em °C, quando o *regime permanente* é atingido?

Resposta: 23°C

Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Os princípios de conservação de massa e de energia para volumes de controle foram incorporados aos balanços de massa e de energia desenvolvidos neste capítulo. Embora a ênfase principal esteja nos casos em que se admite o escoamento unidimensional, os balanços de massa e de energia também foram apresentados nas suas formas integrais, o que fornece uma ligação para cursos de mecânica dos fluidos e de transferência de calor. Volumes de controle em regime permanente se destacam, mas discussões sobre casos transientes também foram fornecidas.

O uso dos balanços de massa e de energia para volumes de controle em regime permanente foi ilustrado para bocais e difusores, turbinas, compressores e bombas, trocadores de calor, dispositivos de estrangulamento e sistemas integrados. Um aspecto essencial de todas essas aplicações é a cuidadosa e explícita listagem de hipóteses apropriadas. Tais habilidades de determinação de modelos foram enfatizadas no capítulo.

Os itens a seguir fornecem um guia de estudo para este capítulo. Ao término do estudo do texto e dos exercícios dispostos no final do capítulo você estará apto a

- ✓ descrever o significado dos termos dispostos em negrito ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O conjunto de conceitos fundamentais listados mais adiante é particularmente importante para os capítulos subseqüentes.
- ✓ listar as hipóteses típicas para a modelagem de bocais e difusores, turbinas, compressores e bombas, trocadores de calor e dispositivos de estrangulamento.
- ✓ aplicar as Eqs. 4.6 a 4.18-4.20 para volumes de controle em regime permanente usando as hipóteses adequadas e dados de propriedades para o caso em estudo.
- ✓ aplicar os balanços de massa e de energia para a análise transiente de volumes de controle usando as hipóteses adequadas e dados de propriedades para o caso em estudo.

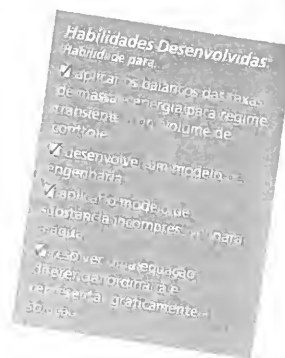
Conceitos Fundamentais na Engenharia

conservação de massa
vazões mássicas
balanço da taxa de massa
escoamento unidimensional
vazão volumétrica
regime permanente
trabalho de escoamento
balanço da taxa de energia
bocal
difusor
turbina
compressor
bomba
trocador de calor
processo de estrangulamento

Equações Principais

Equação	Nº	Descrição
$\dot{m} = \frac{AV}{v}$	(4.4b)	Vazão mássica para escoamento unidimensional (Veja Fig. 4.3.)
$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s$	(4.2)	Balanço da taxa de massa.
$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s$ (taxa de entrada de massa) (taxa de saída de massa)	(4.6)	Balanço da taxa de massa em regime permanente.
$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \sum_s \dot{m}_s\left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right)$	(4.15)	Balanço da taxa de energia.
$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \sum_s \dot{m}_s\left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right)$	(4.18)	Balanço da taxa de energia em regime permanente.
$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2)\right]$	(4.20a)	Balanço da taxa de energia para volumes de controle com uma entrada e uma saída em regime permanente.
$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + (h_1 - h_2) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2)$	(4.20b)	
$h_2 = h_1 \quad (p_2 < p_1)$	(4.22)	Processo de estrangulamento (Veja Fig. 4.15.)

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Por que a velocidade relativa *normal* à fronteira do escoamento, V_n, surge nas Eqs. 4.3 e 4.8?
2. Por que um computador resfriado por um ventilador a *velocidade constante* iria operar satisfatoriamente ao nível do mar e iria superaquecer em uma altitude elevada?
3. A Eq. 4.14 é obtida ao se introduzir a entalpia h para substituir cada um dos termos $(u + pv)$ na Eq. 4.13. Uma formulação algébrica ainda mais simples seria possível se os termos $(u + pv + V^2/2 + gz)$ fossem substituídos por um único símbolo, mas isso não foi realizado. Explique o motivo.
4. Quando uma fatia de pão é colocada em uma torradeira e esta é ati

vada, a torradeira está operando em regime permanente, transiente ou ambos?

5. Como se mede o trabalho realizado pelo coração?

6. Onde posso encontrar sistemas *microeletromecânicos* no dia-a-dia?

7. Turbinas eólicas e hidráulicas desenvolvem potência mecânica a partir do movimento das correntes de ar e água, respectivamente. Em cada caso, que aspecto da corrente é utilizado para fornecer energia?

8. Para o escoamento de ar através de um canal convergente-divergente, esboce a variação da pressão do ar conforme ele acelera na seção convergente e desacelera na seção divergente.

9. Grandes turbinas a vapor em instalações de potência não são cobertas com uma camada apreciável de isolamento, muito embora suas superfícies exteriores aparentem estar quentes quando tocadas. Por quê?

10. Um fluxo de um trocador de calor contracorrente operando em regime permanente corresponde a vapor d'água saturado entrando e líquido saturado saindo, ambos a 1 atm. O outro fluxo corresponde a ar ambiente entrando a 20°C e saindo a uma temperatura mais alta sem variações significativas da pressão. Como é a variação da temperatura com a posição conforme cada fluxo passa ao longo do trocador de calor? Faça um esboço dessa situação.

11. Por que o processo de *evapotranspiração* das árvores requer tanta energia?

12. Cite alguns exemplos de dispositivos comumente encontrados que passam por períodos de operação transiente. Para cada exemplo, que tipo de sistema, sistema fechado ou volume de controle, seria mais apropriado?

13. Por que quando ar a 1 atm sofre um processo de *estrangulamento* até uma pressão de 0,5 atm sua temperatura na saída da válvula é aproximadamente a mesma da entrada da válvula, mesmo quando ar a 1 atm *escapa* para um tanque rígido e isolado inicialmente evacuado até a pressão de 0,5 atm e a temperatura do ar no tanque é maior do que a temperatura do ar do lado de fora do tanque?

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Aplicando a Conservação de Massa

4.1 Um tanque de 5 ft³ (0,14 m³), inicialmente em vácuo, desenvolve um pequeno orifício e vaza ar para a vizinhança com uma vazão mássica constante e igual a 0,004 lb/s (0,002 kg/s). Usando o modelo de gás ideal para o ar, determine a pressão em lbf/in² no tanque após 30 s, considerando que a temperatura é 70°F (21,1°C).

4.2 Propano líquido entra em um tanque de armazenamento cilíndrico inicialmente vazio com uma vazão mássica de 10 kg/s. O tanque possui 25 m de comprimento e 4 m de diâmetro. A massa específica do propano líquido é 450 kg/m³. Determine o tempo, em h, para encher o tanque.

4.3 Um tanque com 0,5 m³ contém amônia inicialmente a −40°C e 8 bar. Um orifício se desenvolve e o refrigerante escoa do tanque com uma vazão mássica de 0,04 kg/s. O processo ocorre vagarosamente o suficiente para que a transferência de calor a partir da vizinhança mantenha uma temperatura constante no tanque. Determine o tempo, em s, para o qual metade da massa tenha vazado, e a pressão, em bar, no tanque nesse instante.

4.4 A Fig. P4.4 ilustra os dados para um tanque de armazenamento de óleo bruto. O tanque inicialmente contém 1000 m³ de óleo bruto. O óleo é bombeado para o tanque através de um tubo a uma taxa de 2 m³/min e sai do tanque a uma velocidade de 1,5 m/s através de um outro tubo com diâmetro de 0,15 m. O óleo bruto possui um volume específico de 0,0015 m³/kg. Determine

(a) a massa de óleo no tanque, em kg, após 24 h, e
(b) o volume de óleo no tanque, em m³, nesse instante.

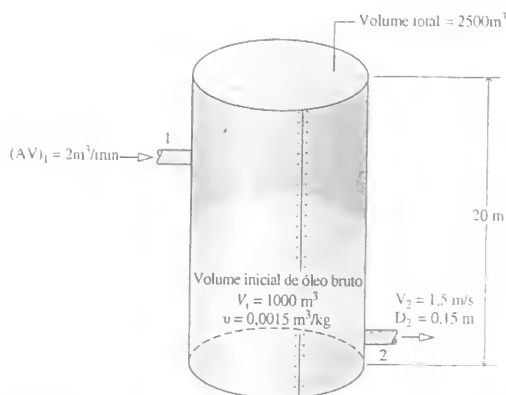



Fig. P4.4

4.5 Óleo vegetal para cozinha é acondicionado em um tubo cilíndrico equipado com bocal para *spray*. De acordo com o rótulo, o tubo é capaz de fornecer 560 *sprays*, cada um com uma duração de 0,25 s com massa igual a 0,25 g. Determine

(a) a vazão mássica para cada *spray* em g/s.
(b) a massa, em g, no tubo ao final de 560 *sprays* se a massa inicial é de 170 g.

4.6 A Fig. 4.6 mostra um tanque de mistura contendo 3000 lb (1360,8 kg) de água líquida. O tanque é equipado com dois tubos de entrada, um tubo para a distribuição de água quente a uma vazão mássica de 0,8 lb/s (0,36 kg/s) e um outro para a distribuição de água fria a uma vazão mássica de 1,3 lb/s (0,59 kg/s). A água sai através de um único tubo de saída a uma vazão mássica de 2,6 lb/s (1,2 kg/s). Determine a quantidade de água, em lb, no tanque após uma hora.

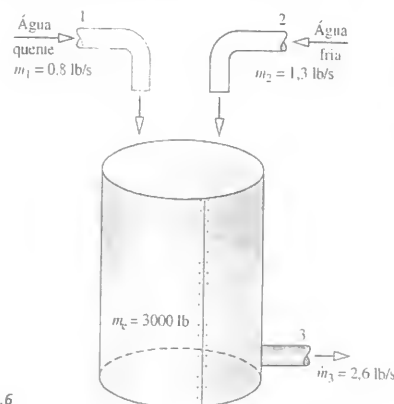



Fig. P4.6

4.7 Um reservatório de água inicialmente contém 100.000 galões (378,5 m³). O uso médio diário é de 10.000 galões (37,8 m³). Se água for adicionada ao reservatório a uma taxa de $5000[\exp(-t/20)]$ galões por dia, onde t é o tempo em dias, por quantos dias o reservatório conterá água?

4.8 Um carburador em um motor de combustão interna mistura ar com combustível para alcançar uma mistura de combustível na qual a razão *ar-combustível* é de 20 kg (ar) por quilo (combustível). Para uma vazão mássica de combustível de 5×10^{-3} kg/s, determine a vazão mássica da mistura, em kg/s.

4.9 Ar entra em um volume de controle de uma entrada e uma saída a 8 bar, 600 K e 40 m/s através de uma área de 20 cm². Na saída, a pressão é de 2 bar, a temperatura vale 400 K e a velocidade é de 350 m/s. O ar se comporta como um gás ideal. Para uma operação em regime permanente, determine

(a) a vazão mássica em kg/s.
(b) a área de saída em cm².

Infiltração de ar através de rachaduras a 75 ft³/min, 15°F

Saída de ar através de rachaduras a 70°F

Infiltração de ar através da abertura das portas a 50 ft³/min, 15°F

Fig. P4.10

4.10 O pequeno prédio de um escritório de dois andares ilustrado na Fig. P4.10 possui 36.000 ft³ (1019,4 m³) de espaço ocupado. Em virtude de rachaduras em janelas e portas externas o ar entra pela lateral do edifício exposta ao vento e escapa pela lateral do edifício protegida do vento. O ar externo também entra no prédio quando as portas externas são abertas. Em um determinado dia foram realizados testes, e a temperatura exterior medida foi de 15°F (−9,4°C). A temperatura interna estava controlada em 70°F (21,1°C). Conservando as portas fechadas, a taxa de infiltração através das rachaduras foi determinada em 75 ft³/min (0,03 m³/s). A taxa média de infiltração associada à abertura das portas, calculada considerando um dia de trabalho, foi de 50 ft³/min (0,02 m³/s). Considere desprezível a diferença de pressão entre o interior e o exterior do prédio. (a) Admitindo comportamento de gás ideal, determine a vazão volumétrica de ar em regime permanente que sai do prédio, em ft³/min. (b) Determine o número de vezes por hora em que o ar do prédio é renovado, quando este é expresso em termos do volume de espaço ocupado.

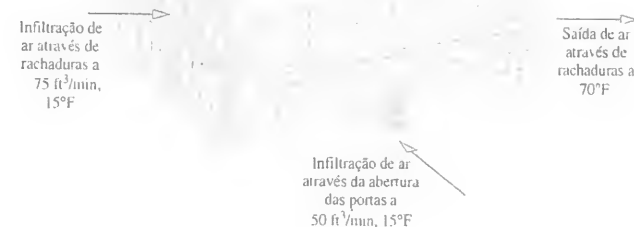
4.11 Ar entra em um aquecedor elétrico doméstico a 75°F (23,9°C) e 1 atm com uma vazão volumétrica de 800 ft³/min (0,38 m³/s). O aquecedor fornece ar a 120°F (48,9°C) e 1 atm para um sistema de tubulação com três ramificações que consiste em dois dutos de 6 in (0,15 m) de diâmetro e outro de 12 in (0,30 m) de diâmetro. Se a velocidade nos dutos de 6 in for de 10 ft/s (3,0 m/s) e considerando uma operação em regime permanente, determine

(a) a vazão mássica do ar que entra no aquecedor, em lb/s.
(b) a vazão volumétrica em cada um dos dutos de 6 in, em ft³/min.
(c) a velocidade no duto de 12 in, em ft/s.

4.12 Refrigerante 134a entra no condensador de um sistema de refrigeração operando em regime permanente a 9 bar e 50°C através de um tubo de 2,5 cm de diâmetro. Na saída a pressão é de 9 bar, a temperatura é de 30°C e a velocidade é de 2,5 m/s. A vazão mássica de entrada do refrigerante é 6 kg/min. Determine

(a) a velocidade na entrada em m/s.
(b) o diâmetro na saída do tubo em cm.

4.13 Vapor a 160 bar e 480°C entra em uma turbina operando em regime permanente com uma vazão volumétrica de 800 m³/min. Dezoito por cento do escoamento sai a 5 bar, 240°C, com uma velocidade de 25 m/s. O restante sai por um outro local com uma pressão de 0,06 bar, título de 94% e com uma velocidade de 400 m/s. Determine os diâmetros, em m, de cada duto de saída.

4.14 Uma substância escoa através de um tubo de 2 in (0,05 m) de diâmetro com uma velocidade de 4 ft/s (1,2 m/s) em uma certa posição. Determine a vazão mássica, em lb/s, se a substância for

(a) água a 50 lbf/in² (344,7 kPa), 80°F (26,7°C).
(b) nitrogênio considerado como gás ideal a 50 lbf/in², 80°F.
(c) Refrigerante 22 a 50 lbf/in², 80°F.

4.15 Ar entra em um compressor que opera em regime permanente com uma pressão de 14,7 lbf/in² (101,3 kPa), uma temperatura de 70°F (21,1°C) e com uma vazão volumétrica de 500 ft³/min (0,24 m³/s). A velocidade do ar na saída da tubulação é 700 ft/s (213,4 m/s) e a pressão na saída vale 120 lbf/in² (827,4 kPa). Se cada unidade de massa de ar que passa pela entrada e pela saída sofre um processo descrito por $pv^{1,34} = constante$, determine a temperatura em °F na saída e o diâmetro em polegadas na saída da tubulação.

4.16 Amônia entra em um volume de controle que opera em regime permanente a p_1 = 14 bar, T_1 = 28°C, com uma vazão mássica de 0,5 kg/s. Vapor saturado a 4 bar escapa através de uma saída com uma vazão volumétrica de 1,036 m³/min, enquanto líquido saturado a 4 bar flui por uma segunda saída. Determine

(a) o diâmetro mínimo do tubo de entrada, em cm, de tal forma que a velocidade da amônia não exceda 20 m/s.
(b) a vazão volumétrica da segunda saída em m³/min.

4.17 Água líquida a 70°F (21,1°C) entra em uma bomba através de um tubo de 6 in (0,15 m) de diâmetro. A bomba opera em regime permanente e fornece água para dois tubos de saída que possuem diâmetros de 3 e 4 in (0,08 e 0,10 m), respectivamente. A velocidade da água na saída do tubo de 3 in é de 1,31 ft/s (0,40 m/s). Na saída do tubo de 4 in a velocidade é de 0,74 ft/s (0,22 m/s). A temperatura da água em cada tubo de saída é 72°F (22,2°C). Determine (a) a vazão mássica, em lb/s, no tubo de entrada e em cada tubo de saída, e (b) a vazão volumétrica na entrada, em ft³/min.

4.18 Sob condições de regime permanente, um fluxo de água líquida a 20°C e 1 bar é misturado com um fluxo de etileno glicol (M = 62,07) de maneira a formar uma mistura refrigerante com 50% de glicol em massa. A vazão mássica molar da água é 4,2 kmol/min. A massa específica do etileno glicol é 1,115 vez maior do que a da água. Determine

(a) a vazão mássica molar, em kmol/min, e a vazão volumétrica, em m³/min, do etileno glicol na entrada.
(b) os diâmetros, em cm, de cada um dos dutos de alimentação se as velocidades são iguais a 2,5 m/s.

4.19 A Fig. P4.19 mostra uma torre de resfriamento operando em regime permanente. Água quente vinda de uma unidade de ar condicionado entra a 120°F (48,9°C) com uma vazão mássica de 4000 lb/h (0,50 kg/s). Ar seco entra na torre a 70°F (21,1°C), 1 atm e com uma vazão volumétrica de 3000 ft³/min (1,4 m³/s). Devido à evaporação no interior da torre, ar úmido escapa pelo topo com uma vazão mássica de 14.000 lb/h (1,8 kg/s). Água líquida resfriada é coletada na base da torre para retornar à unidade de condicionamento de ar juntamente com água de reposição. Determine a vazão massica da água de reposição, em lb/h.

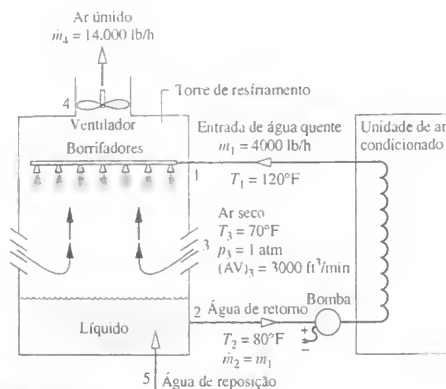



Fig. P4.19

4.20 Um duto no qual escoa um fluido incompressível contém uma câmara de expansão como ilustrado na Fig. P4.20.

(a) Desenvolva uma expressão para a taxa temporal de variação do nível de líquido na câmara, dL/dt, em função dos diâmetros D_1, D_2 e D, e das velocidades V_1 e V_2.
(b) Compare as ordens de grandezas relativas das vazões mássicas $\dot{m}_1$ e $\dot{m}_2$ quando $dL/dt > 0$, $dL/dt = 0$ e $dL/dt < 0$, respectivamente.

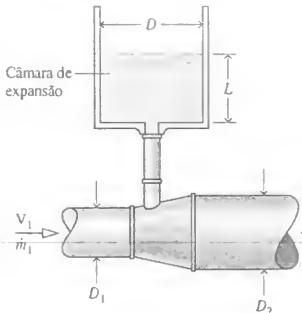



Fig. P4.20

4.21 As distribuições de velocidade para escoamento *laminar* e *turbulento* em um tubo circular de raio R, no qual escoa um líquido incompressível de massa específica ρ, são dadas, respectivamente, por

$$V/V_0 = [1 - (r/R)^2]$$
$$V/V_0 = [1 - (r/R)]^{1/7}$$

onde r é a distância radial da linha de centro do tubo, e V_0 a velocidade na linha de centro. Para cada distribuição de velocidade

(a) esboce graficamente V/V_0 *versus* r/R
(b) determine expressões para a vazão mássica e a velocidade média do escoamento, V_{med}, em função de V_0, R e ρ, conforme necessário.
(c) determine uma expressão para a energia cinética *específica* associada à área normal ao escoamento. Qual será o erro percentual se a energia cinética específica for calculada em termos da velocidade média $(V_{med})^2/2$?

Qual das distribuições de velocidade se encontra mais próxima da idealização de escoamento unidimensional? Discuta

4.22 A Fig P.4.22 ilustra um tanque cilíndrico sendo esvaziado através de um duto cuja área da seção transversal é de 3×10^{-4} m². A velocidade da água na saída varia de acordo com $(2gz)^{1/2}$, onde z corresponde ao nível da água em m e g é a aceleração da gravidade, dada por 9,81 m/s². O tanque inicialmente contém 2500 kg de água líquida. Admitindo que a massa específica da água é de 10^3 kg/m³, determine o tempo em min em que o tanque contém 900 kg de água.

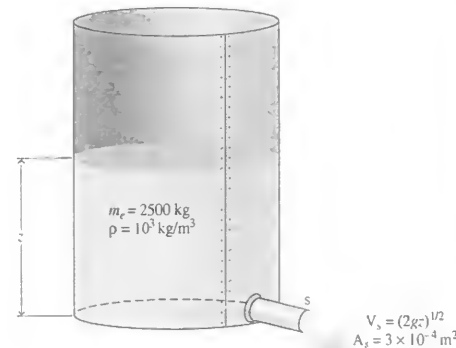



Fig. P4.22

Análise de Energia para Volumes de Controle em Regime Permanente

4.23 Vapor entra em uma tubulação horizontal operando em regime permanente com uma entalpia específica de 3000 kJ/kg e uma vazão mássica de 0,5 kg/s. Na saída, a entalpia específica é 1700 kJ/kg. Considerando que não existe uma variação significativa da energia cinética entre a entrada e a saída, determine a taxa de transferência de calor entre o tubo e sua vizinhança, em kW.

4.24 Refrigerante 134a entra em uma tubulação horizontal operando em regime permanente a 40°C, 300 kPa e uma velocidade de 40 m/s. Na saída, a temperatura é de 50°C e a pressão é de 240 kPa. O diâmetro do tubo é 0,04 m. Determine (a) a vazão mássica de refrigerante em kg/s, (b) a velocidade na saída em m/s e (c) a taxa de transferência de calor entre o tubo e sua vizinhança, em kW.

4.25 Conforme ilustrado na Fig. P4.25, ar entra em um tubo a 25°C e 100 kPa com uma vazão volumétrica de 23 m³/h. Sobre a superfície externa do tubo está uma resistência elétrica coberta com isolamento. Com 120 V, a resistência é percorrida por uma corrente de 4 ampères. Admitindo o modelo de gás ideal com c_p = 1,005 kJ/kg · K para o ar e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine (a) a vazão mássica do ar em kg/h e (b) a temperatura do ar na saída, em °C.

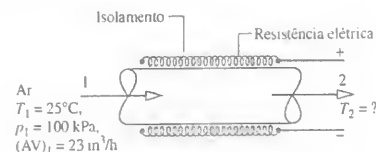



Fig. P4.25

4.26 Dióxido de carbono gasoso é aquecido à medida que escoa através de um tubo de 2,5 cm de diâmetro. Na entrada a pressão é 2 bar, a temperatura vale 300 K e a velocidade é de 100 m/s. Na saída, a pressão e a velocidade valem, respectivamente, 0,9413 bar e 400 m/s. O gás pode ser tratado como um gás ideal com um calor específico constante c_p = 0,94 kJ/kg · K. Abandonando os efeitos de energia potencial, determine a taxa de transferência de calor para o dióxido de carbono, em kW.

4.27 Ar a 600 kPa e 330 K entra em um tubo horizontal e bem isolado com 1,2 cm de diâmetro e sai a 120 kPa e 300 K. Aplicando o modelo de gás ideal para o ar, determine em regime permanente

(a) as velocidades na entrada e na saída, ambas em m/s, e (b) a vazão mássica, em kg/s

4.28 Ar em regime permanente a 200 kPa, 52°C e uma vazão mássica de 0,5 kg/s entra em um duto isolado com diferentes áreas de seção transversal de entrada e saída. Na saída do duto, a pressão do ar é de 100 kPa, a velocidade é de 255 m/s e a área da seção transversal é de 2×10^{-3} m². Admitindo o modelo de gás ideal, determine

(a) a temperatura do ar na saída, em °C.
(b) a velocidade do ar na entrada, em m/s.
(c) a área da seção transversal da entrada, em m².

4.29 Refrigerante 134a escoa em regime permanente no interior de um tubo horizontal que possui um diâmetro de 4 cm, como vapor saturado a −8°C a uma vazão mássica de 17 kg/min. Refrigerante sob a forma de vapor sai a uma pressão de 2 bar. Se a transferência de calor para o refrigerante é de 3,41 kW, determine a temperatura de saída, em °C, e as velocidades na entrada e na saída, ambas em m/s.

4.30 Vapor entra em um bocal horizontal e bem isolado operando em regime permanente com uma velocidade de 10 m/s. Se a entalpia específica decresce de 45 kJ/kg da entrada para a saída, determine a velocidade na saída, em m/s.

4.31 Vapor entra em um bocal que opera em regime permanente a 30 bar, 320°C e a uma velocidade de 100 m/s. A pressão e a temperatura na saída são, respectivamente, 10 bar e 200°C. A vazão mássica é de 2 kg/s. Desprezando os efeitos de transferência de calor e energia potencial, determine

(a) a velocidade, em m/s, na saída.
(b) as áreas de entrada e de saída em cm².

4.32 Vapor entra em um bocal bem isolado a 300 lbf/in² (2,1 MPa), 600°F (315,6°C), com uma velocidade de 100 ft/s (30,5 m/s) e sai a 40 lbf/in² (275,8 kPa) a uma velocidade de 1800 ft/s (548,6 m/s). Para uma operação em regime permanente, desprezando os efeitos da energia potencial, determine a temperatura de saída em °F.

4.33 Ar entra em um bocal não isolado operando em regime permanente a 760°R (149,1°C) com uma velocidade desprezível e sai do bocal a 520°R (15,7°C) com uma velocidade de 1500 ft/s (457,2 m/s). Admitindo o comportamento de gás ideal e abandonando os efeitos da energia potencial, determine a transferência de calor por unidade de massa do ar em escoamento, em Btu/lb.

4.34 Ar com uma vazão mássica de 5 lb/s (2,3 kg/s) entra em um bocal horizontal operando em regime permanente a 800°R (171,3°C), 50 lbf/in² (344,7 kPa) e uma velocidade de 10 ft/s (3,0 m/s). Na saída, a temperatura é de 570°R (43,5°C) e a velocidade é de 1510 ft/s (460,2 m/s). Usando o modelo de gás ideal para o ar, determine (a) a área na entrada, em ft², e (b) a transferência de calor entre o bocal e sua vizinhança, em Btu por lb de ar em escoamento.

4.35 Gás hélio escoa em um bocal bem isolado em regime permanente. A temperatura e a velocidade na entrada são, respectivamente, 600°R (60,2°C) e 175 ft/s (53,3 m/s). Na saída, a temperatura é 460°R (−17,6°C) e a pressão vale 50 lbf/in² (344,7 kPa). A vazão mássica é 1 lb/s (0,45 kg/s). Usando o modelo de gás ideal e desprezando os efeitos da energia potencial, determine a área de saída em ft².

4.36 Gás metano (CH_4) a 80°C e com uma velocidade de 10 m/s entra em um bocal horizontal e bem isolado operando em regime permanente. Admitindo que o metano se comporte como gás ideal, esboce graficamente a temperatura, em °C, na saída do bocal *versus* a velocidade de saída para um intervalo de 500 a 600 m/s.

4.37 Conforme ilustrado na Fig. P4.37, ar entra no difusor de um motor a jato, operando em regime permanente, a 18 kPa, 216 K e uma velocidade de 265 m/s, todos os dados correspondendo a um vôo de alta altitude. O ar escoa adiabaticamente através do difusor e atinge a temperatura de 250 K na saída do difusor. Utilizando o modelo de gás ideal para o ar, determine a velocidade do ar na saída do difusor, em m/s.

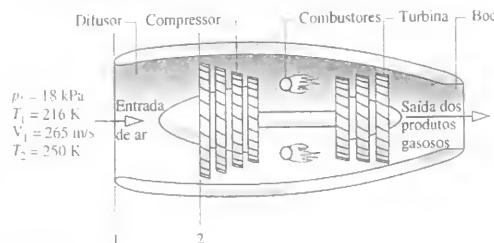



Fig. P4.37

4.38 Ar entra em um difusor isolado operando em regime permanente, com uma pressão de 1 bar, uma temperatura de 300 K e uma velocidade de 250 m/s. Na saída, a pressão é de 1,13 bar e a velocidade é de 140 m/s. Os efeitos da energia potencial podem ser desprezados. Utilizando o modelo de gás ideal, determine

(a) a razão entre a área de saída e a área de entrada.
(b) a temperatura de saída, em K.

4.39 Refrigerante 134a entra em um difusor isolado como vapor saturado a 100 lbf/in² (689,5 kPa) com uma velocidade de 1200 ft/s (365,8 m/s). Na saída, a pressão é de 300 lbf/in² (2,1 MPa) e a velocidade é desprezível. O difusor opera em regime permanente e os efeitos da energia potencial podem ser desprezados. Determine a temperatura na saída, em °F.

4.40 Dióxido de carbono gasoso entra em um difusor bem isolado a 20 lbf/in² (137,9 kPa), 500°R (4,6°C), com uma velocidade de 800 ft/s (243,8 m/s) através de uma área de 1,4 in² (9,0 × 10⁻⁴ m²). A área de saída é 30 vezes a de entrada, e a velocidade é 20 ft/s (6,1 m/s). A variação da energia potencial entre a entrada e a saída é desprezível. Para uma operação em regime permanente, determine a temperatura de saída em °R, a pressão na saída em lbf/in² e a vazão mássica em lb/s.

4.41 Vapor d'água a 4 MPa entra em uma turbina bem isolada operando em regime permanente com uma entalpia específica de 3015,4 kJ/kg e uma velocidade de 10 m/s. O vapor d'água se expande até a saída da turbina, onde a pressão é de 0,07 MPa, a entalpia específica é 2431,7 kJ/kg e a velocidade vale 90 m/s. A vazão mássica é de 11,95 kg/s. Desprezando os efeitos da energia potencial, determine a potência desenvolvida pela turbina, em kW.

4.42 Os gases quentes da combustão, modelados como ar com comportamento de gás ideal, entram em uma turbina a 145 lbf/in² (999,7 kPa), 2700°R (1226,8°C) e com uma vazão mássica de 0,22 lb/s (0,10 kg/s), e saem a 29 lbf/in² (199,9 kPa) e 1620°R (626,8°C). Considerando que a transferência de calor da turbina para sua vizinhança ocorre a uma taxa de 14 Btu/s, (14,8 kW) determine a potência de saída da turbina em HP.

4.43 Ar se expande em uma turbina de 10 bar, 900 K até 1 bar e 500 K. A velocidade na entrada é pequena, comparada a velocidade na saída, cujo valor é 100 m/s. A turbina opera em regime permanente e desenvolve uma potência de 3200 kW. A transferência de calor entre a turbina e sua vizinhança, juntamente com os efeitos da energia potencial, é desprezível. Calcule a vazão mássica do ar, em kg/s, bem como a área na saída, em m².

4.44 Ar se expande em uma turbina operando em regime permanente em uma bancada de teste instrumentada. Na entrada, p_1 = 160 lbf/in² (1,1 MPa), T_1 = 1560°R (593,5°C) e, na saída, p_2 = 14,8 lbf/in² (102,0 kPa). A vazão mássica do ar entrando na turbina é de 10,5 lb/s (4,8 kg/s), e a potência desenvolvida é medida em 2550 HP (1,9 MW). Abandonando os efeitos da transferência de calor e das energias cinética e potencial, determine a temperatura na saída T_2 em °R.

4.45 Vapor a 800°F (426,7°C) e 500 lbf/in² (3,4 MPa) entra em uma turbina operando em regime permanente e sai a 0,8 lbf/in² (5,5 kPa) e com um título de 93%. A turbina desenvolve 15.000 HP (11,2 MW), e a transferência de calor da turbina para sua vizinhança ocorre a uma taxa de 2,5 × 10⁶ Btu/h (732,5 kW). Desprezando as variações das energias cinética e potencial entre a entrada e a saída, determine a vazão volumétrica do vapor na entrada, em ft³/h.

4.46 Uma turbina bem isolada operando em regime permanente desenvolve 23 MW de potência a uma vazão mássica de vapor d'água de 40 kg/s. O vapor d'água entra a 360°C com uma velocidade de 35 m/s e sai como vapor saturado a 0,06 bar com uma velocidade de 120 m/s. Desprezando efeitos da energia potencial, determine a pressão na entrada em bar.

4.47 Vapor entra em uma turbina operando em regime permanente com uma vazão mássica de 10 kg/min, uma entalpia específica de 3100 kJ/kg e uma velocidade de 30 m/s. Na saída, a entalpia específica é 2300 kJ/kg e a velocidade é de 45 m/s. A entrada está situada 3 m mais elevada do que a saída. A transferência de calor da turbina para sua vizinhança ocorre a uma taxa de 1,1 kJ por kg de vapor em escoamento. Admita g = 9,81 m/s². Determine a potência desenvolvida pela turbina em kW.

4.48 Vapor a 2 MPa e 360°C entra em uma turbina operando em regime permanente com uma velocidade de 100 m/s. Vapor saturado sai a 0,1 MPa e uma velocidade de 50 m/s. A entrada está situada 3 m mais ele-

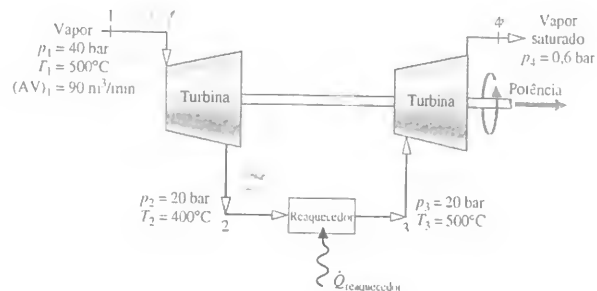



Fig. P4.50

vada do que a saída. A vazão mássica do vapor é de 15 kg/s, e a potência desenvolvida é de 7 MW Admita $g = 9{,}81$ m/s². Determine (a) a área na entrada, em m², e (b) a taxa de transferência de calor entre a turbina e sua vizinhança, em kW

4.49 A entrada de uma turbina hidráulica instalada em um dique de controle de inundação encontra-se localizada a uma altura de 10 m acima da saída da turbina. A água entra a 20°C com uma velocidade desprezível e sai da turbina a 10 m/s. A água escoa através da turbina sem nenhuma variação significativa de temperatura ou pressão entre a entrada e a saída, e a transferência de calor é desprezível. A aceleração da gravidade é constante e igual a $g = 9{,}81$ m/s². Se a potência em regime permanente for de 500 kW, qual é a vazão mássica em kg/s?

4.50 Vapor entra no primeiro estágio da turbina ilustrada na Fig. P4.50 a 40 bar e 500°C com uma vazão volumétrica de 90 m³/min. O vapor sai da turbina a 20 bar e 400°C. O vapor é então reaquecido à temperatura constante de 500°C antes de entrar no segundo estágio da turbina. O vapor deixa o segundo estágio como vapor saturado a 0,6 bar. Para uma operação em regime permanente e ignorando as perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a vazão mássica do vapor em kg/h.
(b) a potência total produzida pelos dois estágios da turbina em kW.
(c) a taxa de transferência de calor para o vapor em escoamento ao longo do reaquecedor, em kW.

4.51 Vapor a 1600 lbf/in² (11,0 MPa), 1000°F (537,8°C) e com uma velocidade de 2 ft/s (0,61 m/s) entra em uma turbina operando em regime permanente. Conforme mostrado na Fig. P4.51, 22% da vazão de entrada são extraídos a 160 lbf/in² (1,1 MPa), 450°F (232,2°C), com uma velocidade de 10 ft/s (3,0 m/s). O restante do fluxo sai como uma mistura bifásica líquido-vapor a 1 lbf/in² (6,9 kPa), título de 85% e a uma velocidade de 150 ft/s (45,7 m/s). A turbina desenvolve uma potência de 9×10^8 Btu/h (263,7 kW). Desprezando os efeitos da energia potencial e a transferência de calor entre a turbina e a vizinhança, determine:

(a) a vazão mássica do vapor que entra na turbina, em lb/h.
(b) o diâmetro do duto de extração, em ft.

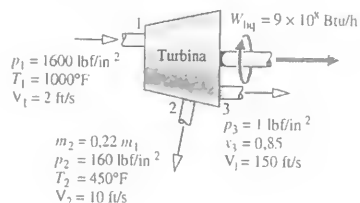



Fig. P4.51

4.52 Ar a 1 atm e com uma entalpia específica de 290 kJ/kg entra em um compressor operando em regime permanente e sai com uma pressão superior e uma entalpia específica de 1023 kJ/kg. A vazão mássica é de 0,1 kg/s. Considerando que a potência de entrada do compressor é de 77 kW, determine a transferência de calor entre o compressor e sua vizinhança, em kW. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial

4.53 Ar a 1,05 bar e 300 K entra em um compressor operando em regime permanente, com uma vazão volumétrica de 12 m³/min, e sai a 12 bar e 400 K. A transferência de calor entre o compressor e sua vizinhança ocorre a uma taxa de 2 kW Admitindo o modelo de gás ideal para o ar e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a potência de entrada em kW.

4.54 Nitrogênio é comprimido em um compressor axial operando em regime permanente de uma pressão de 15 lbf/in² (103,4 kPa) e uma temperatura de 50°F (10°C) até uma pressão de 60 lbf/in² (413,7 kPa). O gás entra no compressor através de um duto de 6 in (0,15 m) de diâmetro com uma velocidade de 30 ft/s (9,1 m/s) e sai a 198°F (92,2°C) com uma velocidade de 80 ft/s (24,4 m/s). Utilizando o modelo de gás ideal e desprezando as perdas de calor e os efeitos da energia potencial, determine a potência de acionamento do compressor em HP.

4.55 Refrigerante 134a entra em um compressor operando em regime permanente como vapor saturado a 0,12 MPa e sai a 1,2 MPa e 70°C, com uma vazão mássica de 0,108 kg/s. Conforme o refrigerante passa ao longo do compressor, a transferência de calor para a vizinhança ocorre a uma taxa de 0,32 kJ/s. Determine, em regime permanente, a potência de acionamento do compressor em kW

4.56 Dióxido de carbono gasoso é comprimido em regime permanente de uma pressão de 20 lbf/in² (137,9 kPa) e uma temperatura de 32°F (0,0°C) para uma pressão de 50 lbf/in² (344,7 kPa) e uma temperatura de 120°F (48,9°C). O gás entra no compressor com uma velocidade de 30 ft/s (9,1 m/s) e sai a uma velocidade de 80 ft/s (24,4 m/s). A vazão mássica é de 0,98 lb/s (0,44 kg/s). A ordem de grandeza da transferência de calor do compressor para sua vizinhança é de 5% da potência do compressor Usando o modelo de gás ideal com $c_p = 0{,}21$ Btu/lb · °R (0,88 kJ/kg · K) e abandonando os efeitos da energia potencial, determine a potência do compressor, em HP

4.57 Um compressor bem isolado admite ar a 60°F (15,6°C), 14,2 lbf/in² (97,9 kPa), com uma vazão volumétrica de 1200 ft³/min (0,57 m³/s), e o comprime até 500°F (260,0°C), 120 lbf/in² (827,4 kPa). Variações das energias cinética e potencial entre a entrada e a saída podem ser desprezadas. Determine a potência do compressor, em HP, e a vazão volumétrica na saída em ft³/min.

4.58 Ar entra em um compressor operando em regime permanente com uma pressão de 14,5 lbf/in² (100,0 kPa), uma temperatura de 80°F (26,7°C) e com uma vazão volumétrica de 20 ft³/s (0,57 m³/s). O ar sai do compressor a 50 lbf/in² (344,7 kPa). A transferência de calor entre o compressor e sua vizinhança ocorre a uma taxa de 20,5 Btu por lb (47,7 kJ/kg) de ar. Considerando que a potência de *entrada* é 105 HP (78,3 kW), determine a temperatura de saída, em °F.

4.59 Refrigerante 134a entra no compressor de um aparelho de ar condicionado a 3,2 bar, 10°C, e é comprimido em regime permanente até 10 bar e 70°C. A vazão volumétrica do refrigerante que entra é de 3,0 m³/min. A potência de *entrada* do compressor é de 55,2 kJ para cada quilo de refrigerante Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a transferência de calor em kW.

4.60 Ar é comprimido em regime permanente de 1 bar, 300 K, até 6 bar com uma vazão mássica de 4 kg/s Cada unidade de massa, à medida que passa da entrada para a saída, sofre um processo descrito por $pv^{1,27}$ = *constante*. A transferência de calor ocorre a uma taxa de 46,95 kJ para cada quilo de ar que escoa para uma água de resfriamento circulando através de camisas d'água que envolvem o compressor Se as variações das energias cinética e potencial do ar entre a entrada e a saída são desprezíveis, determine a potência do compressor em kW.

4.61 Ar entra em um compressor operando em regime permanente com uma pressão de 14,7 lbf/in² (101,3 kPa) e uma temperatura de 70°F (21,1°C) A vazão volumétrica na entrada é de 16,6 ft³/s (0,47 m³/s) e a área do escoamento é de 0,26 ft² (0,02 m²) Na saída, a pressão é de 35 lbf/in² (241,3 kPa), a temperatura vale 280°F (137,8°C) e a velocidade é 50 ft/s (15,2 m/s). A transferência de calor entre o compressor e sua vizinhança ocorre a uma taxa de 1,0 Btu por lb (2,3 kJ/kg) de ar. Considere que os efeitos da energia potencial são desprezíveis e admita o modelo de gás ideal para o ar. Determine (a) a velocidade do ar na entrada, em ft/s, (b) a vazão mássica, em lb/s, e (c) a potência do compressor, em Btu/s e em HP.

4.62 Amônia entra em um compressor de um sistema de refrigeração que opera em regime permanente a 0°F (−17,8°C), 20 lbf/in² (137,9 kPa) e sai a 300°F (148,9°C), 250 lbf/in² (1,7 MPa) A ordem de grandeza da potência do compressor é de 10 HP (7,5 kW) e a transferência de calor do compressor para sua vizinhança ocorre a uma taxa de 5000 Btu/h (1,5 kW). Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine a vazão volumétrica na entrada, em ft³/min, primeiramente utilizando os dados da Tabela A-15E e, em seguida, admitindo comportamento de gás ideal para a amônia. Discuta os resultados encontrados.

4.63 Ar entra em um compressor que possui camisas d'água e opera em regime permanente com uma vazão volumétrica de 37 m³/min com 136 kPa, 305 K, e sai com uma pressão de 680 kPa e a uma temperatura de 400 K A potência do compressor é de 155 kW A transferência de calor do ar comprimido para a água de resfriamento que circula nas camisas d'água resulta em um aumento de temperatura da água entre a entrada e a saída sem nenhuma variação de pressão. A transferência de calor das superfícies das camisas d'água, juntamente com os efeitos das energias cinética e potencial, pode ser desprezada

(a) Determine o aumento de temperatura da água de resfriamento, em K, sendo a vazão da água de resfriamento 82 kg/min.
(b) Esboce graficamente o aumento de temperatura da água de resfriamento, em K, *versus* a vazão mássica da água de resfriamento no intervalo entre 75 e 90 kg/min.

4.64 Ar a 14,7 lbf/in² (101,3 kPa) e 60°F (15,6°C) entra em um compressor operando em regime permanente, onde é comprimido até uma pressão de 150 lbf/in² (1,0 MPa). Conforme o ar passa ao longo do compressor ele é resfriado a uma taxa de 10 Btu por libra (23,3 kJ/kg) de ar pela água que circula no invólucro do compressor. A vazão volumétrica do ar na entrada é de 5000 ft³/min (2,4 m³/s), e a potência de acionamento do compressor é 700 HP (522,0 kW). Considere que o ar se comporta como um gás ideal, que não há perdas de calor e que os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados Determine (a) a vazão mássica do ar, em lb/s, e (b) a temperatura do ar na saída do compressor, em °F.

4.65 Uma bomba retira constantemente água de um reservatório, através de um tubo com uma vazão volumétrica de 20 gal/min (0,001 m³/s) Na entrada do tubo, a pressão é de 14,7 lbf/in² (101,3 kPa), a temperatura é de 64°F (17,8°C) e a velocidade é de 10 ft/s (3,0 m/s). Na saída da bomba a pressão é de 35 lbf/in² (241,3 kPa), a temperatura é de 64°F e a velocidade é de 40 ft/s (12,2 m/s). A saída da bomba é localizada 40 ft (12,2 m) acima do tubo de entrada. Ignorando a transferência de calor, determine a potência requerida pela bomba, em Btu/s e em HP. A aceleração local da gravidade é de 32,0 ft/s² (9,7 m/s²).

4.66 Uma bomba d'água que opera em regime permanente possui um tubo de entrada e um tubo de saída de 3 in (0,08 m) de diâmetro que se encontram à mesma cota. A água pode ser modelada como incompressível e sua temperatura permanece constante e igual a 70°F (21,1°C). Para uma potência de 2 HP (1,5 kW), esboce graficamente o aumento de pressão entre a entrada e a saída, em lbf/in², *versus* a vazão volumétrica no intervalo entre 4 e 5 galões/s (0,01 e 0,02 m³/s).

4.67 Uma bomba fornece constantemente água através de uma mangueira na qual encontra-se acoplado um bocal A saída do bocal possui um diâmetro de 2,5 cm e encontra-se localizada a 4 m acima do tubo de entrada da bomba, que possui um diâmetro de 5,0 cm. A pressão é igual a 1 bar na entrada e na saída e a temperatura é constante e igual a 20°C. A magnitude da potência requerida pela bomba é de 8,6 kW e a aceleração da gravidade é $g = 9{,}81$ m/s². Determine a vazão mássica fornecida pela bomba, em kg/s

4.68 Conforme ilustrado na Fig. P4.68, um "lava a jato" é usado para limpar a superfície lateral de uma casa. Água a 20°C, 1 atm e uma velocidade de 0,2 m/s entra no equipamento por meio de uma mangueira O jato de água sai com uma velocidade de 20 m/s e uma elevação média em relação ao solo de 5 m, sem qualquer variação significativa na temperatura ou pressão. No regime permanente, a ordem de grandeza da taxa de transferência de calor *do* equipamento *para* a vizinhança é de 10% da potência elétrica de *entrada* Avaliando a eletricidade em oito centavos por kW · h, determine o custo da potência requerida, em centavos por litro de água distribuída Compare com o custo da água, considerando 0,05 centavos por litro, e comente o resultado obtido.

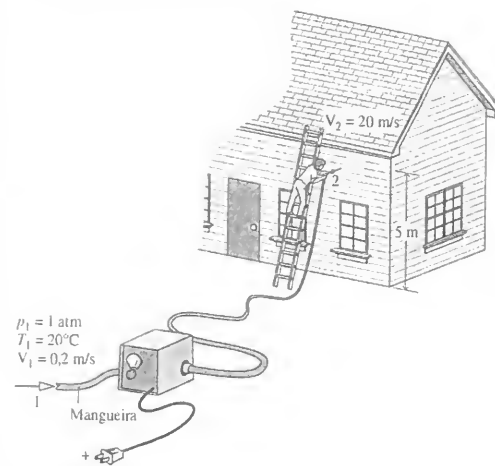



Fig. P4.68

4.69 Uma bomba de óleo operando em regime permanente fornece óleo a uma taxa de 12 lb/s (5,4 kg/s) através de um tubo de 1 in (0,02 m). O óleo, que pode ser modelado como incompressível, possui uma massa específica de 100 lb/ft³ (1601,8 kg/m³) e sofre um aumento de pressão entre a entrada e a saída de 40 lbf/in² (275,8 kPa). Não existe uma variação significativa de altura entre a entrada e a saída, e a energia cinética na entrada é desprezível. A transferência de calor entre a bomba e sua vizinhança é desprezível, e não existe uma variação significativa da temperatura quando o óleo escoa através da bomba. Se uma série de bombas encontra-se disponível em incrementos de 1/4 de HP (0,19 kW), determine a potência da bomba necessária para esta aplicação.

4.70 Vapor a 0,07 MPa e com uma entalpia específica de 2431,6 kJ/kg entra em um trocador de calor operando em regime permanente e sai com a mesma pressão como líquido saturado. A vazão mássica do vapor é de 1,5 kg/min. Um fluxo de ar separado com uma vazão mássica de 100/kg/min entra no trocador a 30°C e sai a 60°C. O modelo de gás ideal com $c_p = 1{,}005$ kJ/kg · K pode ser admitido para o ar Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine (a) o título do vapor que entra e (b) a taxa de transferência de calor entre o trocador de calor e sua vizinhança, em kW

4.71 Refrigerante 134a entra em um trocador de calor de um sistema de refrigeração, operando em regime permanente, como vapor saturado a 0°F (−17,8°C) e sai a 20°F (−6,7°C) sem nenhuma variação de pressão. Um fluxo separado de Refrigerante 134a líquido escoa em contracorrente ao fluxo de vapor entrando a 105°F (40,6°C), 160 lbf/in² (1,1 MPa) e saindo a uma temperatura inferior e sem experimentar queda alguma de pressão. O exterior do trocador de calor encontra-se bem isolado, e os fluxos possuem a mesma vazão mássica Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a temperatura de saída do fluxo líquido, em °F.

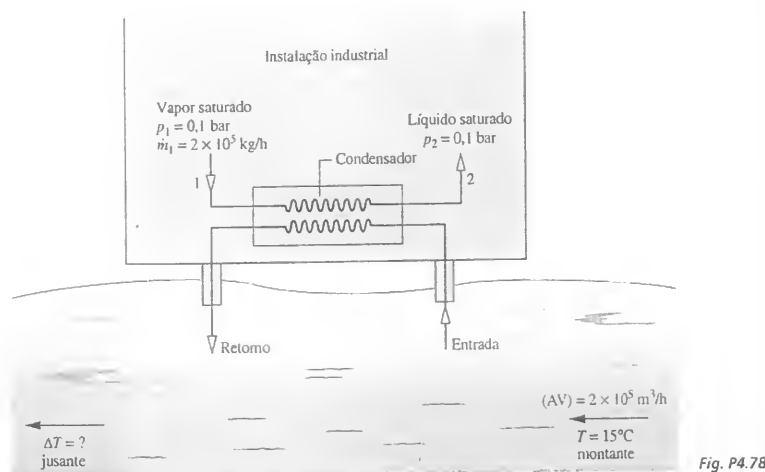



Fig. P4.78

4.72 Amônia entra em um trocador de calor operando em regime permanente como vapor superaquecido a 14 bar e 60°C, onde é resfriado e condensado para líquido saturado a 14 bar. A vazão mássica do refrigerante é de 450 kg/h. Um fluxo de ar separado entra no trocador de calor a 17°C, 1 bar, e sai a 42°C, 1 bar. Ignorando a transferência de calor do exterior do trocador de calor e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a vazão mássica do ar, em kg/min

4.73 Refrigerante 134a entra em um condensador operando em regime permanente a 60 lbf/in² (413,7 kPa) e 140°F (60,0°C) e é condensado para líquido saturado a 60 lbf/in² no exterior de tubos nos quais a água de resfriamento escoa. Ao passar pelos tubos, a água de resfriamento aumenta sua temperatura em 18°F (−7,8°C) e não sofre nenhuma queda de pressão apreciável. A vazão volumétrica da água de resfriamento é 35 galões/min (2,2 × 10^{-3} m³/s). Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial e ignorando a transferência de calor no exterior do condensador, determine

(a) a vazão mássica do refrigerante, em lb/h.
(b) a taxa de transferência de energia, em Btu/h, do refrigerante que se condensa para a água de resfriamento.

4.74 Vapor a uma pressão de 0,08 bar e um título de 93,2% entra em um trocador de calor casco e tubo, onde se condensa no exterior de tubos nos quais água de resfriamento escoa, saindo como líquido saturado a 0,08 bar. A vazão mássica do vapor condensado é 3,4 × 10^5 kg/h. A água de resfriamento entra nos tubos a 15°C e sai a 35°C com uma variação de pressão desprezível. Desprezando as perdas de calor e ignorando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a vazão mássica da água de resfriamento, em kg/h, para a operação em regime permanente

4.75 A serpentina de resfriamento de um sistema de ar condicionado é um trocador de calor onde o ar escoa sobre tubos através dos quais flui Refrigerante 22. O ar entra com uma vazão volumétrica de 40 m³/min a 27°C, 1,1 bar e sai a 15°C, 1 bar. O refrigerante entra nos tubos a 7 bar com um título de 16% e sai a 7 bar, 15°C. Ignorando a transferência de calor no exterior do trocador e desprezando os efeitos das energia cinética e potencial, determine, considerando regime permanente,

(a) a vazão mássica do refrigerante, em kg/min
(b) a taxa de transferência de energia, em kJ/min, do ar para o refrigerante.

4.76 Vapor a 250 kPa e um título de 90% entra em um trocador de calor operando em regime permanente e sai com a mesma pressão como líquido saturado. Um fluxo de óleo separado com uma vazão mássica de 29 kg/s entra a 20°C e sai a 100°C sem qualquer variação significativa na pressão. O calor específico do óleo é $c = 2$ kJ/kg · K. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Considerando que a transferência de calor do trocador para a vizinhança é 10% da energia necessária para aumentar a temperatura do óleo, determine a vazão mássica do vapor, em kg/s.

4.77 Refrigerante 134a a −12°C e um título de 42% entra em um trocador de calor e sai com uma vazão volumétrica de 0,85 m³/min como vapor saturado na mesma temperatura. Um fluxo de ar separado com uma vazão mássica de 188 kg/s entra a 22°C e sai a 17°C. Admitindo o comportamento de gás ideal para o ar e abandonando os efeitos das energias cinética e potencial, determine (a) a vazão mássica do Refrigerante 134a, em kg/min, e (b) a transferência de calor entre o trocador e sua vizinhança, em kJ/min.

4.78 Conforme o esboço da Fig. P4.78, um condensador utilizando a água de um rio para condensar vapor com uma vazão mássica de 2 × 10^5 kg/h, de vapor saturado até líquido saturado a uma pressão de 0,1 bar, é proposto para uma instalação industrial. Medidas indicam que a diversas centenas de metros a montante da instalação o rio possui uma vazão volumétrica de 2 × 10^5 m³/h e uma temperatura de 15°C. Para uma operação em regime permanente e ignorando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a elevação de temperatura da água do rio, em °C, a jusante da instalação causada pelo uso de tal condensador e somente.

4.79 A Fig. P4.79 mostra um painel de coletor solar colocado em um telhado com uma área superficial de 24 ft² (2,2 m²). O painel recebe energia do Sol a uma taxa de 200 Btu/h por ft² de área (630,8 W/m²) do coletor. Vinte e cinco por cento da energia incidente são perdidos para a vizinhança. O restante da energia é usado para aquecer água de uso doméstico de 90°F (32,2°C) a 120°F (48,9°C). A água atravessa o coletor solar sem queda de pressão apreciável. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine para regime permanente quantos galões de água a 120°F o coletor fornece por hora.

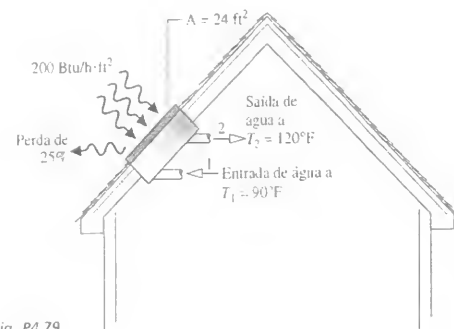
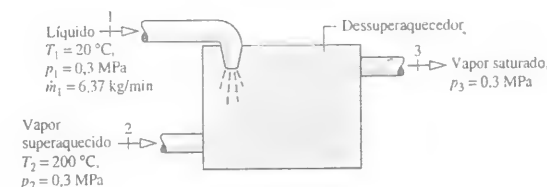



Fig. P4.79

Fig. P4.82

4.80 Um aquecedor de água de alimentação em uma instalação térmica a vapor opera em regime permanente com um líquido fluindo pela entrada 1 com T_1 = 45°C e p_1 = 3,0 bar. Vapor d'água a T_2 = 320°C e p_2 = 3,0 bar flui pela entrada 2. Água líquida saturada sai a uma pressão p_3 = 3,0 bar. Ignore a transferência de calor para a vizinhança e todos os efeitos das energias cinética e potencial. Considerando que a vazão mássica do líquido fluindo pela entrada 1 é $\dot{m}_1$ = 3,2 × 10^5 kg/h, determine a vazão mássica na entrada 2, $\dot{m}_2$, em kg/h.

4.81 Um aquecedor de água de alimentação opera em regime permanente com água líquida escoando, ao longo da entrada 1, a 7 bar, 42°C e com uma vazão mássica de 70 kg/s. Um fluxo de água separado penetra na entrada 2 com uma mistura bifásica líquido-vapor a 7 bar com um título de 98%. Líquido saturado a 7 bar sai do aquecedor de água de alimentação por 3. Ignorando a transferência de calor para a vizinhança e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a vazão mássica, em kg/s, na entrada 2.

4.82 Conforme o *dessuperaquecedor* ilustrado na Fig. P4.82, água líquida no estado 1 é injetada em um fluxo de vapor superaquecido que entra no estado 2. Como resultado, vapor saturado sai no estado 3. Os dados para a operação em regime permanente estão apresentados na figura. Ignorando as perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial, determine a vazão mássica do vapor superaquecido que entra, em kg/min.

4.83 Conforme mostrado na Fig. P4.83, 15 kg/s de vapor entram em um *dessuperaquecedor* operando em regime permanente a 30 bar, 320°C, que são misturados à água líquida a 25 bar e temperatura T_2 para produzir vapor saturado a 20 bar. A transferência de calor entre o dispositivo e sua vizinhança, juntamente com os efeitos das energias cinética e potencial, pode ser abandonada.

(a) Se T_2 = 200°C, determine a vazão mássica de líquido $\dot{m}_2$ em kg/s.
(b) Esboce graficamente $\dot{m}_2$ em kg/s, *versus* T_2 no intervalo de 20 a 220°C.

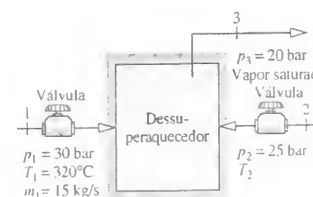



Fig. P4.83

4.84 A Fig. P4.84 fornece dados para o duto adiante das serpentinas da unidade de resfriamento de água de um sistema de ar condicionado operando em regime permanente. Ar externo a 90°F (32,2°C) é misturado com ar de retorno a 75°F (23,9°C). As perdas de calor são desprezíveis, e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. A pressão em todo o conjunto é 1 atm. Admitindo o modelo de gás ideal com c_p = 0,24 Btu/lb · °R (1,0 kJ/kg · K) para o ar, determine (a) a temperatura do ar misturado, em °F, e (b) o diâmetro do duto com ar misturado, em ft.

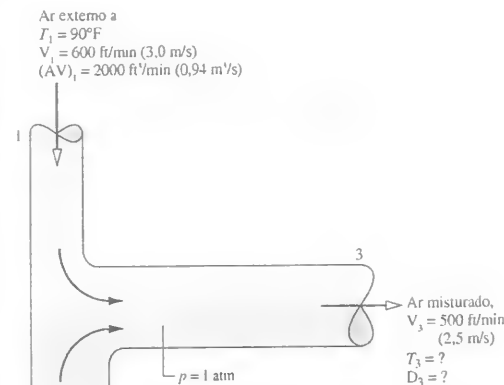



Fig. P4.84

4.85 Os componentes eletrônicos do Exemplo 4.8 são resfriados por ar escoando no interior do gabinete. A taxa de transferência de energia por convecção forçada dos componentes eletrônicos para o ar é hA(T_s − T_a), onde hA = 5 W/K, T_s simboliza a temperatura média dos componentes e T_a significa a média das temperaturas do ar na entrada e na saída. Referindo-se ao Exemplo 4.8, conforme solicitado, determine o maior valor de T_s, em °C, para o qual os limites especificados são atingidos.

4.86 Os componentes eletrônicos de um computador consomem 0,1 kW de potência elétrica. De forma a prevenir um superaquecimento, ar para resfriamento é fornecido por um ventilador de 25 W montado na entrada do gabinete. Em regime permanente, o ar entra no ventilador a 20°C, 1 bar, e sai do gabinete a 35°C. Não existe transferência de calor significativa entre o exterior do gabinete e sua vizinhança, e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. Determine a vazão volumétrica do ar na entrada em m³/s

4.87 Dez kg/min de água de resfriamento circulam em uma camisa d'água que engloba um gabinete repleto de componentes eletrônicos. No regime permanente, a água entra na camisa d'água a 22°C e sai com uma variação desprezível de pressão a uma temperatura que não pode ser superior a 26°C. Não existe nenhuma transferência de energia por calor entre o exterior da camisa d'água e a vizinhança, e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. Determine a máxima potência elétrica que os componentes eletrônicos podem receber, em kW na qual o limite para a temperatura da água na saída é atingido.

4.88 Conforme mostrado na Fig. P4.88, os componentes eletrônicos montados em uma superfície plana são resfriados por convecção com a vizinhança e por água líquida circulando em um tubo em U adicionado às placas. Em regime permanente, a água entra no tubo a 20°C e a uma velocidade de 0,4 m/s e sai a 24°C com uma queda de pressão desprezível. Os componentes eletrônicos recebem 0,5 kW de potência elétrica. A taxa de transferência de energia por convecção dos componentes é estimada em 0,08 kW. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. Determine o diâmetro do tubo, em cm.

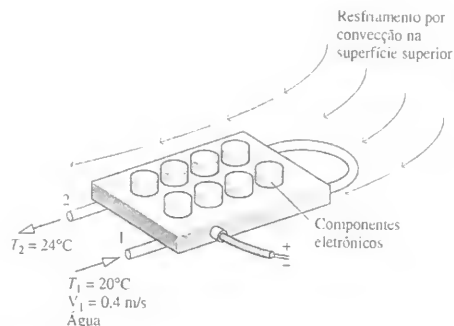



Fig. P4.88

4.89 Amônia entra em uma válvula de expansão de um sistema de refrigeração a uma pressão de 1,4 MPa e a uma temperatura de 32°C e sai a 0,08 MPa. Se o refrigerante sofre um processo de estrangulamento, qual é o título do refrigerante na saída da válvula de expansão?

4.90 Vapor de propano entra em uma válvula a 1,6 MPa, 70°C, e sai a 0,5 MPa. Se o refrigerante sofre um processo de estrangulamento, qual é a temperatura do propano, em °C, na saída da válvula?

4.91 Vapor d'água escoa em um grande tubo a 1 MPa com uma mistura bifásica líquido-vapor. Uma pequena quantidade é retirada através de um calorímetro de estrangulamento e sofre um processo de estrangulamento para uma pressão de saída de 0,1 MPa. Para qual intervalo de temperaturas de saída, em °C, este calorímetro pode ser utilizado para determinar o título do vapor no tubo? Qual é o intervalo de valores correspondentes para os títulos?

4.92 Refrigerante 134a entra na válvula de expansão de uma unidade de ar condicionado a 140 lbf/in² (965,3 kPa), 80°F (26,7°C) e sai a 50 lbf/in² (344,7 kPa). Se o refrigerante sofre um processo de estrangulamento, quanto valem a temperatura, em °F, e o título na saída da válvula?

4.93 Vapor d'água a 500 lbf/in² (3,4 MPa), 500°F (260,0°C), entra em uma válvula bem isolada operando em regime permanente com uma vazão mássica de 0,11 lb/s (0,05 kg/s) por um tubo de diâmetro de 1 in (0,02 m). O vapor se expande até 200 lbf/in² (1,4 MPa) sem nenhuma variação significativa na altura.

(a) Determine a velocidade de saída, em ft/s, e a temperatura de saída, em °F, se a razão entre os diâmetros de entrada e saída, d_1/d_2, é 0,64.

(b) Esboce graficamente a velocidade de saída, em ft/s, a temperatura de saída, em °F, e a entalpia específica na saída, em Btu/lb, para d_1/d_2 variando entre 0,25 e 4.

4.94 A Fig. P4.94 mostra uma turbina operando em regime permanente que fornece potência para um compressor de ar e um gerador elétrico. Ar entra na turbina com uma vazão mássica de 5,4 kg/s a 527°C e sai da turbina a 107°C e 1 bar. A turbina fornece potência a uma taxa de 900 kW ao compressor e a uma taxa de 1400 kW ao gerador. O ar pode ser modelado como um gás ideal, e as variações das energias cinética e potencial podem ser ignoradas. Determine (a) a vazão volumétrica do ar na saída da turbina, em m³/s, e (b) a taxa de transferência de calor entre a turbina e sua vizinhança, em kW.

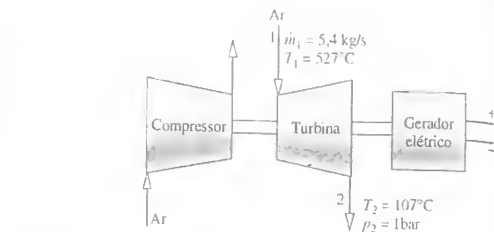



Fig. P4.94

4.95 A Fig. P4.95 fornece dados de regime permanente para uma válvula de estrangulamento em série com um trocador de calor. Refrigerante 134a no estado de líquido saturado entra na válvula a T_1 = 36°C com uma vazão mássica de 0,26 kg/s e sofre um processo de estrangulamento até T_2 = −8°C. O refrigerante então entra no trocador de calor, saindo como vapor saturado sem qualquer decréscimo significativo na pressão. Água líquida entra como um fluxo separado no trocador de calor a T_4 = 20°C e sai como líquido a T_5 = 10°C. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. Determine (a) a pressão no estado 2, em kPa, e (b) a vazão mássica do fluxo de água líquida, em kg/s.

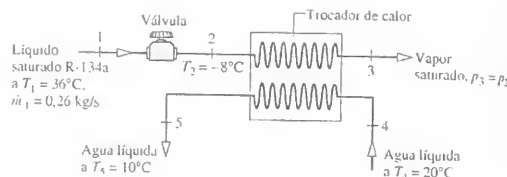



Fig. P4.95

4.96 Conforme mostrado na Fig. P4.96, uma turbina a vapor em regime permanente é operada em carga parcial ao se estrangular o vapor d'água para uma pressão inferior antes que ele entre na turbina. Antes do estrangulamento a pressão e a temperatura são, respectivamente, 600 lbf/in² (4,1 MPa) e 800°F (426,7°C). Após o estrangulamento, a pressão é de 300 lbf/in² (2,1 MPa). Na saída da turbina o vapor d'água encontra-se a 5 lbf/in² (34,5 kPa) e com um título de 98%. A transferência de calor para a vizinhança e todos os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. Determine (a) a temperatura na entrada da turbina, em °F, e (b) a potência desenvolvida pela turbina, em Btu por lb de vapor em escoamento.

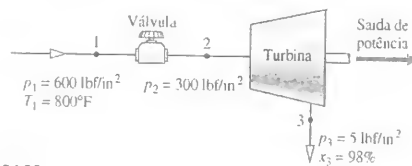



Fig. P4.96

4.97 Conforme ilustrado na Fig. P4.97, Refrigerante 22 entra no compressor de uma unidade de ar condicionado, operando em regime permanente, a 40°F (4,4°C) e 80 lbf/in² (551,6 kPa), e é comprimido até 140°F (60,0°C) e 200 lbf/in² (1,4 MPa). O refrigerante que sai do compressor entra em um condensador, onde ocorre transferência de energia para o ar como um fluxo separado, e o refrigerante sai como um líquido a 200 lbf/in² e 90°F (32,2°C). Ar entra no condensador a 80°F (26,7°C) e 14,7 lbf/in² (101,3 kPa) com uma vazão volumétrica de 750 ft³/min (0,35 m³/s) e sai a 110°F (43,3°C). Ignorando as perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial, e admitindo o modelo de gás ideal para o ar, determine (a) a vazão mássica do refrigerante, em lb/min, e (b) a potência do compressor, em HP.

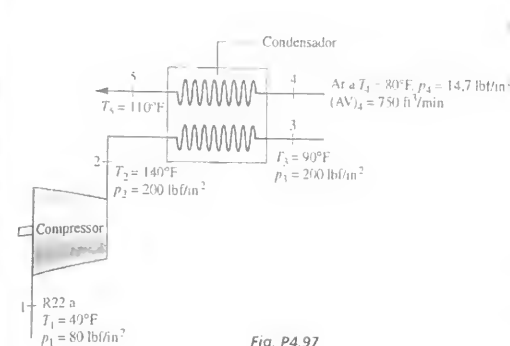



Fig. P4.97

4.98 A Fig. P4.98 mostra parte de um sistema de refrigeração que consiste em um trocador de calor, um evaporador, uma válvula de estrangulamento e a tubulação associada. Dados para operação em regime permanente com o Refrigerante 134a são fornecidos na figura. Não existe transferência de calor significativa para ou do trocador de calor, para ou da válvula e para ou da tubulação. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. Determine a taxa de transferência de calor entre o evaporador e sua vizinhança, em Btu/h.

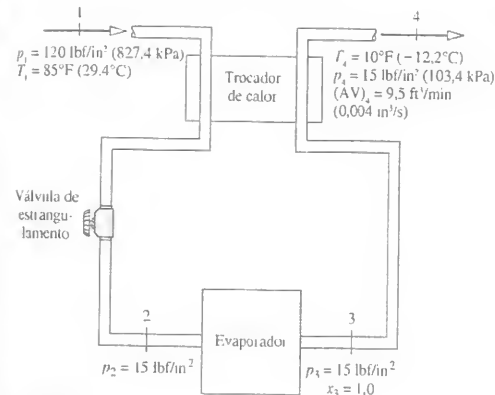



Fig. P4.98

4.99 Refrigerante 134a entra a 10 bar, 36°C, com uma vazão volumétrica de 482 kg/h no separador operando em regime permanente mostrado na Fig. P4.99. Líquido saturado e vapor saturado saem em fluxos distintos, cada um à pressão p. A transferência de calor para a vizinhança e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados.

(a) Determine a vazão mássica de cada um dos fluxos, em kg/h, se p = 4 bar.

(b) Esboce graficamente as vazões mássicas nas saídas, em kg/h, *versus* p no intervalo entre 1 e 9 bar.

Fig. P4.100

Fig. P4.101

Válvula
p_1 = 10 bar
T_1 = 36°C
$\dot{m}_1$ = 482 kg/h
Vapor saturado, pressão p
Separador
Líquido saturado, pressão p

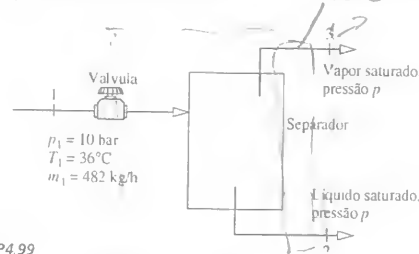
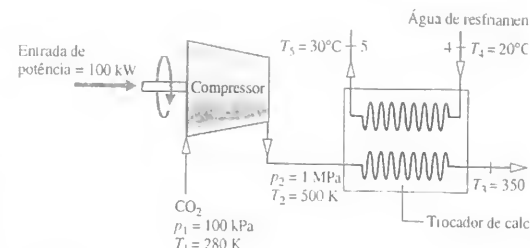
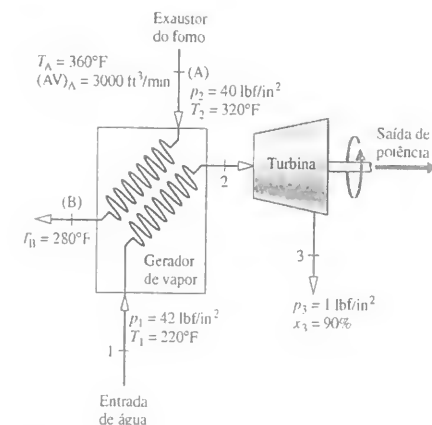



Fig. P4.99

4.100 Dióxido de carbono (CO_2) modelado como um gás ideal escoa através do compressor e do trocador de calor ilustrados na Fig. P4.100. A potência de acionamento do compressor é de 100 kW. Um fluxo separado de água de resfriamento líquida escoa ao longo do trocador de calor. Todos os dados fornecidos são relativos a uma operação em regime permanente. As perdas de calor para a vizinhança e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. Determine (a) a vazão mássica de CO_2, em kg/s, e (b) a vazão mássica da água de resfriamento, em kg/s.

4.101 Conforme mostrado na Fig. P4.101, a água entra no gerador de vapor de recuperação de calor perdido em regime permanente a 42 lbf/in² (289,6 kPa), 220°F (104,4°C) e sai a 40 lbf/in² (275,8 kPa), 320°F (160,0°C). Esse vapor alimenta uma turbina e, na saída, sua pressão e título são de 1 lbf/in² (6,9 kPa) e 90%. Ar, oriundo da exaustão de um forno, entra no gerador de vapor a 360°F (182,2°C), 1 atm, com uma vazão volumétrica de 3000 ft³/min (1,4 m³/s) e sai a 280°F (137,8°C), 1 atm. Ignore todas as perdas de calor para a vizinhança e todos os efeitos das energias cinética e potencial. Considerando que a potência desenvolvida é avaliada em oito centavos por kW · h, você recomendaria a implementação do sistema de recuperação de calor perdido? Apresente os cálculos que justificam a sua resposta.

4.102 A Fig. P4.102 mostra uma instalação de potência a vapor simples operando em regime permanente com água circulando nos componentes. Dados relevantes em posições-chave no ciclo são fornecidos na figura. A vazão mássica da água é de 60 kg/s. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine (a) a eficiência térmica e (b) a vazão mássica da água de resfriamento que passa pelo condensador, em kg/s.

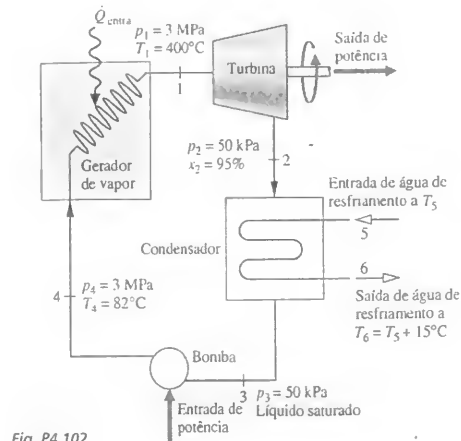



Fig. P4.102

4.103 Um ciclo de potência simples baseado em uma turbina a gás operando em regime permanente, com ar como substância de trabalho, é mostrado na Fig. P4.103. Dentre os componentes do ciclo está um compressor de ar montado no mesmo eixo da turbina. O ar é aquecido no trocador de calor a alta pressão antes de entrar na turbina. O ar que sai da turbina é resfriado no trocador de calor a baixa pressão antes de retornar ao compressor. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. O compressor e a turbina operam adiabaticamente. Usando o modelo de gás ideal para o ar, determine a (a) potência requerida pelo compressor, em HP, (b) a potência de saída da turbina, em HP, e (c) a eficiência térmica do ciclo.

4.104 Um sistema de ar condicionado residencial opera em regime permanente, conforme ilustrado na Fig. P4.104. Refrigerante 22 circula nos componentes do sistema. Dados de propriedades em posições-chave são mostrados na figura. Considerando que o evaporador remove energia por transferência de calor do ar do ambiente a uma taxa de 600 Btu/min (10,5 kW), determine (a) a taxa de transferência de calor entre o compressor e a vizinhança, em Btu/min, e (b) o coeficiente de desempenho.

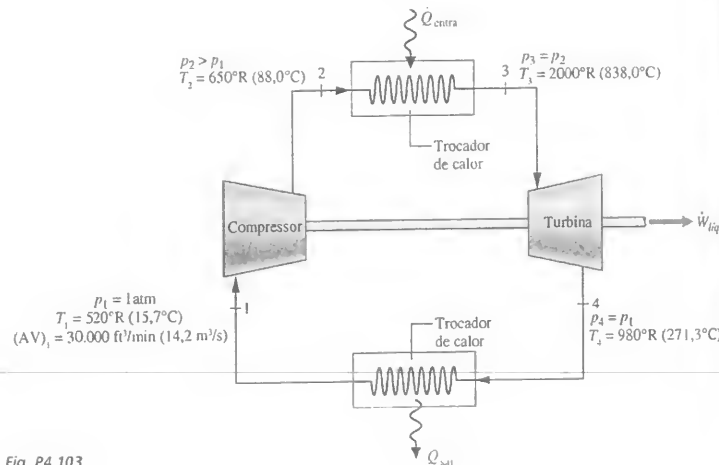



Fig. P4.103

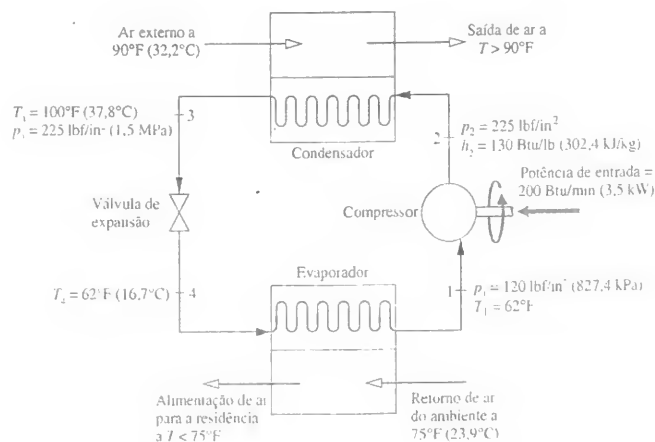



Fig. P4.104

4.105 Fluxos separados de vapor e ar escoam ao longo do conjunto turbina-trocador de calor mostrado na Fig. P4.105. Os dados da operação em regime permanente são mostrados na figura. A transferência de calor para o ambiente pode ser desprezada, assim como todos os efeitos das energias cinética e potencial. Determine (a) T_3, em K, e (b) a potência da segunda turbina, em kW.

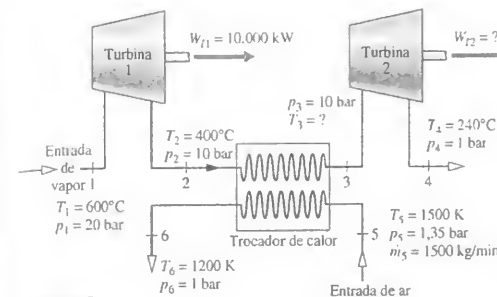



Fig. P4.105

Análise Transiente

4.106 Um pequeno orifício se desenvolve nas paredes de um tanque rígido cujo volume é de 0,75 m³ e ar da vizinhança a 1 bar, 25°C, é admitido no tanque. Eventualmente, a pressão no tanque atinge 1 bar. O processo é tão lento que a transferência de calor entre o tanque e a vizinhança mantém a temperatura do ar no interior do tanque constante a 25°C. Determine a transferência de calor, em kJ, se inicialmente o tanque

(a) estiver evacuado.
(b) contiver ar a 0,7 bar, 25°C.

4.107 Um tanque rígido cujo volume é de 0,75 m³ encontra-se inicialmente evacuado. Um orifício na parede se desenvolve, e ar da vizinhança a 1 bar, 25°C, é admitido até que a pressão no tanque atinja 1 bar. A transferência de calor entre o ar no tanque e a vizinhança é desprezível. Determine a temperatura final no interior do tanque em °C.

4.108 Um tanque rígido e bem isolado, cujo volume inicial é de 0,5 m³, encontra-se inicialmente evacuado. No tempo t = 0, ar da vizinhança a 1 bar, 21°C, começa a fluir para o interior do tanque. Um resistor elétrico transfere energia para o ar no tanque a uma taxa constante de 100 W durante 500 s e, nesse instante, a pressão no tanque é 1 bar. Qual é a temperatura do ar no tanque, em °C, no instante final?

4.109 Dois décimos de libra de ar (0,09 kg) a 2 atm e 540°R (26,8°C) encontram-se aprisionados no interior de uma seringa entre um êmbolo e uma válvula reguladora, conforme mostrado na Fig. P4.109. A válvula reguladora é aberta e o êmbolo move-se para injetar o ar aprisionado em um recipiente que inicialmente contém 1 lb (0,45 kg) de ar a 1,0 atm e 540°R. O êmbolo mantém o estado do ar constante até que todo o volume tenha atravessado a válvula reguladora. Desprezando a transferência de calor para o ambiente juntamente com os efeitos das energias cinética e potencial, determine a temperatura final de equilíbrio, em °R, e a pressão, em lbf/in², no reservatório ao final da injeção de ar.

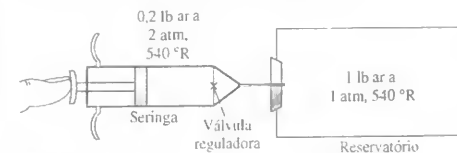



Fig. P4.109

4.110 O tanque rígido ilustrado na Fig. P4.110 possui um volume de 0,06 m³ e inicialmente contém uma mistura bifásica líquido-vapor de H_2O a uma pressão de 15 bar e com um título de 20%. À medida que o tanque é aquecido, uma válvula reguladora mantém a pressão constante no tanque, permitindo que o vapor saturado escape. Abandonando os efeitos das energias cinética e potencial,

(a) determine a massa total no tanque, em kg, e o calor transferido, em kJ, se o aquecimento continua até que o título final seja de x = 0,5.
(b) esboce graficamente a massa no tanque, em kg, e o calor transferido, em kJ, *versus* o título final x no intervalo entre 0,2 e 1,0.

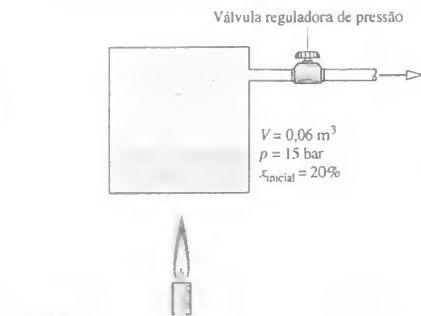



Fig. P4.110

4.111 Conforme ilustrado na Fig. P4.111, um tanque de 300 ft³ (8,5 m³) contém H_2O inicialmente a 30 lbf/in² (206,8 kPa) e um título de 80%. O tanque está conectado a uma grande linha através da qual o vapor d'água escoa a 200 lbf/in² (1,4 MPa) e 450°F (232,2°C). Vapor d'água escoa no tanque através de uma válvula até que a pressão em seu interior atinja 100 lbf/in² (689,5 kPa) e a temperatura seja de 400°F (204,4°C), e nesse instante a válvula é fechada. Determine a quantidade de massa, em lb, que entra no tanque e a transferência de calor entre o tanque e sua vizinhança, em Btu.

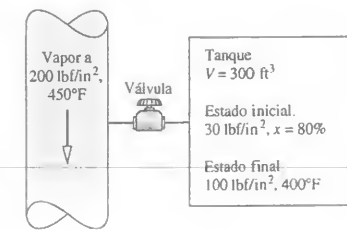



Fig. P4.111

4.112 Um tanque rígido e bem isolado de 10 m³ de volume está conectado a uma grande linha através da qual o vapor d'água escoa a 15 bar e 280°C. O tanque inicialmente encontra-se evacuado. Vapor d'água escoa no tanque até que a pressão em seu interior seja igual a p.

(a) Determine a quantidade de massa no tanque, em kg, e a temperatura, em °C, quando p = 15 bar.
(b) Esboce graficamente as grandezas do item (a) *versus* p no intervalo entre 0,1 e 15 bar.

4.113 Uma mistura bifásica líquido-vapor de Refrigerante 134a encontra-se em um tanque de armazenamento cilíndrico de 2 ft³ (0,06 m³) a 100 lbf/in² (689,5 kPa). Inicialmente o líquido saturado ocupa 1,6 ft³ (0,04 m³). A válvula no topo do tanque desenvolve um orifício, permitindo que o vapor saturado escape lentamente. Eventualmente, o volume de líquido diminui para 0,8 ft³ (0,02 m³). Se a pressão no tanque permanece constante, determine a massa de refrigerante que vazou, em lb, juntamente com a transferência de calor, em Btu.

4.114 Um tanque rígido bem isolado, cujo volume é de 7 ft³ (0,2 m³), inicialmente contém hélio a 160°F (71,1°C) e 30 lbf/in² (206,8 kPa). Uma válvula conectada ao tanque é aberta e hélio é retirado lentamente, até que a pressão no interior do tanque baixe para p. Um resistor elétrico no interior do tanque mantém a temperatura em 160°F.

(a) Determine a massa de hélio retirada, em lb, e a energia fornecida ao resistor, em Btu, quando p = 18 lbf/in² (124,1 kPa).

(b) Esboce graficamente as grandezas do item (a) *versus* p no intervalo entre 15 e 30 lbf/in² (103,4 kPa e 206,8 kPa).

4.115 Um tanque rígido bem isolado de 5 ft³ (0,14 m³) de volume contém oxigênio (O_2) inicialmente a 40 lbf/in² (275,8 kPa) e 80°F (26,7°C). O tanque encontra-se conectado a uma grande linha que transporta oxigênio a 100 lbf/in² (689,5 kPa), 100°F (37,8°C). A válvula entre a linha e o tanque é aberta e o gás escoa em seu interior até que a pressão atinja 100 lbf/in² e, nesse instante, a válvula se fecha. O conteúdo do tanque eventualmente se resfria até 80°F. Determine

(a) a temperatura no tanque, em °F, no instante em que a válvula é fechada.
(b) a pressão final no tanque, em lbf/in².

4.116 Um tanque de 1 m³ de volume inicialmente contém vapor d'água a 6 MPa e 320°C. Vapor d'água é retirado lentamente do tanque até que a pressão caia para p. A transferência de calor dos produtos do tanque mantém a temperatura constante em 320°C. Abandonando todos os efeitos das energias cinética e potencial,

(a) determine a transferência de calor, em kJ, se $p = 1,5$ MPa.
(b) esboce graficamente a transferência de calor, em kJ, *versus* p entre 0,5 e 6 MPa.

4.117 Um tanque de 1 m³ inicialmente contém ar a 300 kPa, 300 K. Lentamente o ar escapa do tanque até que a pressão baixe para 100 kPa. O ar restante no interior do tanque sofre um processo descrito por $pv^{1,2} =$ *constante*. Para um volume de controle que englobe o tanque, determine a transferência de calor em kJ. Admita comportamento de gás ideal com calores específicos constantes.

4.118 Um tanque bem isolado contém 25 kg de Refrigerante 134a inicialmente a 300 kPa com um título de 0,8 (80%). A pressão é mantida pela ação de nitrogênio gasoso contra uma membrana flexível, conforme mostrado na Fig. P4.118. A válvula entre o tanque e a linha de alimentação que carrega Refrigerante 134a a 1,0 MPa, 120°C, é aberta. O regulador de pressão permite que a pressão no tanque permaneça a 300 kPa à medida que a membrana se expande. A válvula entre a linha e o tanque é fechada no instante em que todo o líquido se vaporizou. Determine a quantidade de refrigerante admitida no tanque, em kg.

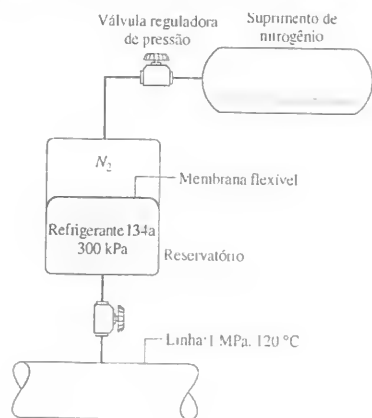



Fig. P4.118

4.119 Um conjunto cilindro-pistão bem isolado é conectado a uma linha de alimentação de ar a 8 bar por uma válvula, conforme mostrado na Fig. P4.119. Inicialmente, o ar no interior do cilindro encontra-se a 1 bar, 300 K, e o pistão está localizado a 0,5 m acima da base do cilindro. A pressão atmosférica é de 1 bar e o diâmetro da face do pistão é de 0,3 m. A válvula é aberta e o ar é admitido lentamente, até que o volume de ar no interior do cilindro tenha dobrado. O peso do pistão e o atrito entre este e as paredes do cilindro podem ser ignorados. Usando o modelo de gás ideal, esboce graficamente a temperatura final, em K, e a massa final, em kg, de ar no interior do cilindro para temperaturas na linha de alimentação variando entre 300 K e 500 K.

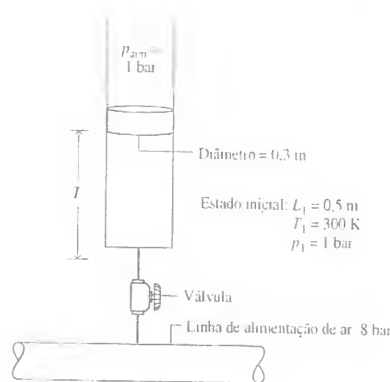



Fig. P4.119

4.120 Um conjunto cilindro-pistão bem isolado é conectado por uma válvula a uma linha de alimentação de ar a 100 lbf/in² (689,5 kPa), 80°F (26,7°C), conforme mostrado na Fig. P4.120. O ar no interior do cilindro encontra-se inicialmente a 14,7 lbf/in² (101,3 kPa), 80°F, e ocupa um volume de 0,1 ft³ (0,003 m³). Inicialmente, a face do pistão está localizada em $x = 0$ e a mola não exerce força sobre este. A pressão atmosférica é de 14,7 lbf/in² e a área de face do pistão é de 0,22 ft² (0,02 m²). A válvula é aberta e o ar é lentamente admitido até que seu volume no interior do cilindro seja de 0,4 ft³ (0,01 m³). Durante o processo a mola exerce uma força no pistão que varia de acordo com $F = kx$. O modelo de gás ideal se aplica para o ar, e não existe atrito entre o pistão e as paredes do cilindro. Esboce graficamente a pressão final, em lbf/in², e a temperatura final, em °F, do ar no interior do cilindro *versus* k no intervalo entre 650 e 750 lbf/ft (9,5 kN/m e 10,9 kN/m).

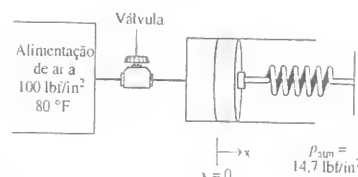



Fig. P4.120

4.121 Um tanque rígido de 1 m³ contém gás nitrogênio inicialmente a 10 bar, 300 K. A transferência de calor para os produtos do tanque ocorre até que a temperatura tenha se elevado para 400 K. Durante o processo, uma válvula de alívio de pressão permite que o nitrogênio escape mantendo a pressão constante no tanque. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial e usando o modelo de gás ideal com calores específicos constantes e avaliados a 350 K, determine a massa de nitrogênio, em kg, que escapou juntamente com a quantidade de energia transferida por calor, em kJ.

4.122 De forma a conservar os equipamentos, o suprimento de ar de um escritório de 2000 ft³ (56,6 m³) é fechado durante a noite e a temperatura ambiente cai para 40°F (4,4°C). Pela manhã, um funcionário regula o termostato para 70°F (21,1°C), e 200 ft³/min (0,09 m³/s) de ar a 120°F (48,9°C) começam a escoar através de uma linha de alimentação. O ar é bem misturado no interior do ambiente, e uma vazão mássica de ar à temperatura ambiente é retirada através de um duto de retorno. A pressão do ar é praticamente igual a 1 atm no processo. Ignorando a transferência de calor para a vizinhança e os efeitos das energias cinética e potencial, estime o tempo necessário para que a temperatura do ambiente atinja 70°F. Esboce graficamente a temperatura do ambiente como uma função do tempo.

4.123 Uma câmara bem isolada, cujo volume é de 1 ft³ (0,03 m³), é mostrada na Fig. P4.123. Inicialmente a câmara contem ar a 14,7 lbf/in² (101,3 kPa) e 100°F (37,8°C). Tubos de alimentação e descarga encontram-se conectados à câmara e possuem válvulas que controlam os fluxos de massa na entrada e na saída da câmara. O ar de alimentação encontra-se a 30 lbf/in² (206,8 kPa), 200°F (93,3°C). As válvulas são abertas simultaneamente, permitindo que o ar escoe a uma vazão mássica $\dot{m}$ através de cada válvula. O ar no interior da câmara é bem misturado, de modo que a temperatura e a pressão em cada tempo possam ser consideradas uniformes no todo. Abandonando os efeitos das energias cinética e potencial e usando o modelo de gás ideal com calores específicos constantes para o ar, esboce graficamente a temperatura, em °F, e a pressão, em lbf/in², do ar na câmara *versus* o tempo para $\dot{m}$ = 1, 2 e 5 lb/min (0,008, 0,01 e 0,04 kg/s).

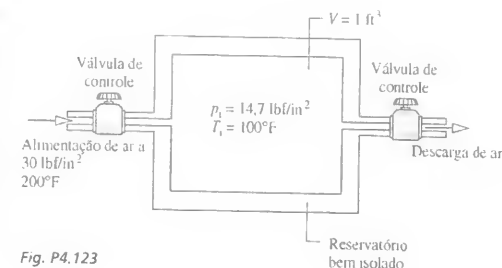



Fig. P4.123

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

4.1P Usando a internet identifique no mínimo cinco aplicações médicas da tecnologia *MEMS*. Em cada caso explique a base científica e tecnológica para a aplicação, discuta o estado atual da pesquisa e determine quão perto a tecnologia está em termos de comercialização. Escreva um relatório com os resultados de sua pesquisa incluindo, no mínimo, três referências.

4.2P Um grupo de células, chamadas células do *nó sinusal*, funciona como um marcapasso natural do coração, controlando o batimento cardíaco. Uma disfunção do nó sinusal dá origem à condição médica conhecida como *arritmia* cardíaca: batimento cardíaco irregular. As arritmias significativas são tratadas de várias maneiras, incluindo o uso de um marcapasso artificial, que é um dispositivo elétrico que envia os sinais necessários para fazer o coração bater corretamente. Pesquise como os marcapassos natural e artificial operam para atingir o objetivo de manter o batimento cardíaco regular. Coloque o resultado de sua pesquisa em um relatório, incluindo esboços de cada tipo de marcapasso.

4.3P Identifique locais em seu estado em que o uso de turbinas eólicas para a geração de energia elétrica em grande escala é possível, mas ainda não existe. Prepare um relatório para uma entidade governamental apropriada ou corporativa com suas recomendações sobre o uso de turbinas eólicas para a geração de energia elétrica, caso estas sejam desenvolvida nos locais mais promissores. Considere os aspectos de engenharia, econômicos e sociais.

4.4P A geração de potência por meio do aproveitamento das marés e ondas tem sido mundialmente estudada. As turbinas marítimas desenvolvem potência a partir das *correntes* marítimas. Dispositivos que utilizam a potência das ondas desenvolvem potência a partir do *movimento de ondulação* das ondas do oceano. Embora a maré e as ondas tenham sido por muito tempo utilizadas para alcançar uma escala modesta de geração de potência, atualmente os investigadores almejam os sistemas de geração de potência em larga escala. Alguns vêem os oceanos como um provedor de uma fonte potencialmente ilimitada e renovável de potência. Avalie de forma crítica a viabilidade da potência das marés e ondas, considerando os problemas técnicos e econômicos. Escreva um relatório incluindo no mínimo três referências.

4.5P Em virtude do tamanho relativamente compacto, da construção simples e da modesta necessidade de energia, as bombas de sangue do tipo centrífuga são consideradas promissoras com relação a diversas aplicações médicas. Apesar disso, as bombas centrífugas têm obtido sucesso limitado para fluxo sanguíneo porque podem causar danos às células do sangue e estão sujeitas a falha mecânica. A meta dos esforços atuais de desenvolvimento é um dispositivo com biocompatibilidade a longo prazo, desempenho e confiabilidade suficientes para possibilitar uma ampla utilização. Investigue o estado de desenvolvimento da bomba de sangue centrífuga, inclusive identificando os principais desafios técnicos e as possibilidades de superá-los. Resuma os resultados de sua pesquisa em um relatório incluindo no mínimo três referências.

4.6P Recentes desastres naturais, incluindo grandes enchentes, furacões e *tsunamis* têm revelado a vulnerabilidade dos sistemas municipais de distribuição de água com relação à contaminação transportada pela água. Para um sistema de distribuição de água de um município de sua escolha, estude o procedimento existente de recuperação do sistema para o uso seguro após uma contaminação. Se não houver um procedimento de descontaminação adequado, faça recomendações. Sugira medidas fáceis de implementar, eficazes em termos de custo e ambientalmente responsáveis. Documente seu trabalho em um memorando.

4.7P Prepare um memorando que forneça linhas de ação para a seleção de ventiladores para o resfriamento de componentes eletrônicos. Considere as vantagens e desvantagens de se colocar o ventilador na entrada do gabinete. Repita a análise para um ventilador posicionado na saída do gabinete. Considere os méritos relativos de tipos de ventiladores alternativos, bem como os ventiladores de velocidades fixa e variável. Explique como as *curvas características* ajudam na seleção de ventiladores.

4.8P Sistemas de aquecimento com ar forçado envolvendo mantas térmicas infláveis, em geral, são usados para evitar que a temperatura do corpo caia abaixo da temperatura normal (hipotermia) durante e após uma cirurgia. Um aquecedor e soprador fornecem uma corrente de ar quente à manta. Enquanto a temperatura do ar que deixa o aquecedor/soprador é monitorada por um sensor de temperatura, a temperatura do ar que fornece o aquecimento aos pacientes pode variar largamente, causando em alguns casos um aquecimento demasiado e queimaduras localizadas nos pacientes. O objetivo deste projeto é desenvolver modificações eficazes em termos de custo relativas às mantas termicas existentes, de forma a controlar a temperatura do ar e eliminar os prejudiciais "pontos quentes". As modificações devem obedecer aos padrões que governam os sistemas de segurança envolvendo o aquecimento em aplicações médicas. Resuma suas conclusões em um relatório.

4.9P *Sistemas integrados* residenciais capazes de gerar eletricidade e fornecer o aquecimento do espaço e o aquecimento de água irão reduzir a dependência da eletricidade fornecida pelas instalações centrais de potência. Para uma residência de 2500 ft² (232,3 m²) em sua região, avalie duas tecnologias alternativas para o fornecimento de energia e aquecimento combinados: um sistema baseado na energia solar e um sistema com célula combustível alimentada por meio de gás natural. Para cada alternativa especifique o equipamento, avalie os custos, considerando o custo do sistema inicial, o custo de instalação e o custo operacional. Compare o custo total com o custo relacionado aos meios convencionais para o fornecimento de energia e o aquecimento da residência. Escreva um relatório com um resumo da sua análise, recomendando uma ou ambas as opções se elas forem preferíveis em comparação com os meios convencionais.

4.10P A Fig. P4.10P fornece o esquema de um dispositivo para a produção de um gás combustível a partir da biomassa. Devido à escassez de petróleo, *gaseificadores* similares eram largamente utilizados na Europa durante a guerra, nos anos 40, inclusive em tratores, caminhões, barcos de pesca, barcos de transporte e motores estacionários. Embora diversos tipos de biomassa sólida possam ser empregados nos projetos dos gaseificadores atuais, utilizam-se normalmente cavacos de madeira. Os cavacos são introduzidos no topo da unidade de gaseificação. Abaixo desse nível de profundidade os cavacos reagem com o oxigênio na combustão do ar para produzir carvão. No próximo nivel de profundidade o carvão reage com os gases quentes da combustão do estágio da formação de carvão

para produzir um gás combustível consistindo basicamente em hidrogênio, monóxido de carbono e nitrogênio a partir da combustão do ar. O gás combustível é então resfriado, filtrado e conduzido ao motor de combustão interna pelo gaseificador. Avalie criticamente a conveniência dessa tecnologia para o uso atual no caso de uma escassez de petróleo prolongada em sua região. Documente suas conclusões em um relatório.

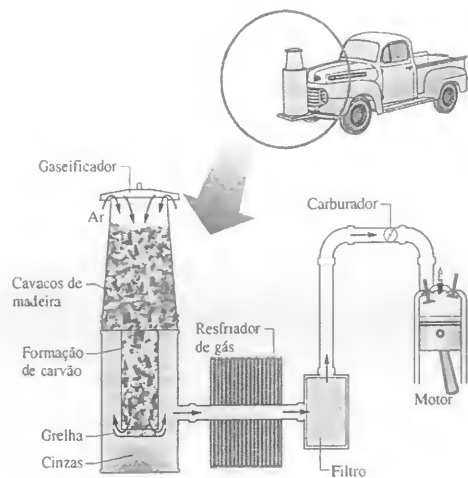



Fig. P4.10P

A Segunda Lei da Termodinâmica

Contexto de Engenharia

Até agora este texto considerou a análise termodinâmica utilizando os princípios da conservação de massa e da conservação de energia, juntamente com as relações entre as propriedades. Nos Caps. 2 a 4 esses fundamentos são aplicados a situações de complexidade crescente. Entretanto, os princípios de conservação nem sempre são suficientes, e freqüentemente a segunda lei da termodinâmica faz-se também necessária para a análise termodinâmica. O **objetivo** deste capítulo é introduzir a segunda lei da termodinâmica. Algumas deduções que podem ser chamadas de corolários da segunda lei também são consideradas, incluindo os limites de desempenho para ciclos termodinâmicos. A apresentação em questão fornece a base para desenvolvimentos subseqüentes envolvendo a segunda lei nos Caps. 6 e 7.

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo estará apto a...

✓ demonstrar conhecimento dos conceitos fundamentais relacionados à segunda lei da termodinâmica, incluindo os enunciados alternativos da segunda lei, os processos internamente reversíveis e a escala de temperatura Kelvin.

✓ listar diversas irreversibilidades importantes.

✓ avaliar o desempenho dos ciclos de potência e dos ciclos de refrigeração e bomba de calor, usando, conforme apropriado, os corolários das Seções 5.6.2 e 5.7.2, junto com as Eqs. 5.9-5.11

✓ descrever o ciclo de Carnot

✓ interpretar a desigualdade de Clausius expressa pela Eq. 5.13.

5.1 Introduzindo a Segunda Lei

Os objetivos da presente seção são

1. estimular a percepção da necessidade e da utilidade da segunda lei
2. introduzir os enunciados da segunda lei que servem como ponto de partida para sua aplicação.

5.1.1 Estimulando o Uso da Segunda Lei

A experiência diária mostra que há um sentido definido para os processos *espontâneos*. Isso pode ser ilustrado considerando-se os três sistemas mostrados na Fig. 5.1.

- Sistema a. Um objeto a uma temperatura elevada T_i colocado em contato com o ar atmosférico à temperatura T_0 eventualmente se resfriaria até atingir a temperatura da sua vizinhança de dimensão muito maior, conforme ilustrado na Fig. 5.1(*a*). De acordo com o princípio da conservação da energia, o decréscimo de energia interna do corpo se traduziria por um aumento na energia interna da vizinhança. O processo *inverso* não ocorreria *espontaneamente*, mesmo que a energia pudesse ser conservada: a energia interna da vizinhança não diminuiria espontaneamente enquanto o corpo se aquecesse de T_0 até sua temperatura inicial.
- Sistema b. O ar mantido a uma alta pressão p_i em um tanque fechado escoaria espontaneamente para a vizinhança a uma pressão mais baixa p_0 se a válvula fosse aberta, conforme ilustrado na Fig. 5.1(*b*). Eventualmente, a movimentação do fluido cessaria e todo o ar estaria com a mesma pressão de sua vizinhança. Baseado na experiência, deve estar claro que o processo *inverso* não ocorreria *espontaneamente*, mesmo que a energia pudesse ser conservada: o ar não retornaria espontaneamente para o tanque a partir da sua vizinhança à pressão p_0, conduzindo a pressão ao seu valor inicial.
- Sistema c. A massa suspensa por um cabo a uma altura z_i cairia quando liberada, conforme ilustrado na Fig. 5.1(*c*). Quando atingisse o repouso, a energia potencial da massa na sua condição inicial se transformaria em um aumento na energia interna da massa e da sua vizinhança, de acordo com o princípio da conservação da energia. Eventualmente, a massa também atingiria a temperatura da sua vizinhança de dimensão muito maior. O processo *inverso* não ocorreria *espontaneamente*, mesmo que a energia pudesse ser conservada: a massa não retornaria espontaneamente a sua altura inicial enquanto a sua energia interna ou a de sua vizinhança diminuísse.

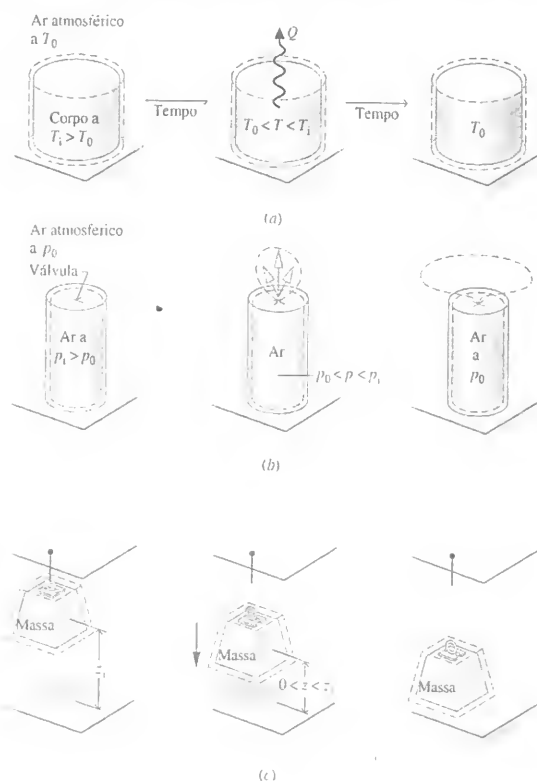



Fig. 5.1 Ilustrações de processos espontâneos e do alcance eventual do equilíbrio com as vizinhanças. (*a*) Transferência de calor espontânea. (*b*) Expansão espontânea. (*c*) Massa em queda

Em cada caso considerado a condição inicial do sistema pode ser restabelecida, mas não através de um processo espontâneo. Alguns dispositivos auxiliares seriam necessários. Por esses meios auxiliares o objeto poderia ser reaquecido até a sua temperatura inicial, o ar poderia retornar ao tanque e sua pressão inicial restabelecida e a massa poderia ser erguida até a sua altura inicial. Também em cada caso o fornecimento de um combustível ou eletricidade seria necessário para o funcionamento dos dispositivos auxiliares, resultando em uma mudança permanente na condição das vizinhanças.

Essa discussão indica que nem todo processo consistente com o princípio da conservação da energia pode ocorrer. Geralmente, um balanço de energia por si só não permite indicar o sentido preferencial nem distinguir os processos que podem ocorrer daqueles que não podem. Em casos elementares como os aqui considerados a experiência pode ser usada para deduzir se determinados processos espontâneos ocorrem e quais seriam as suas direções. Para casos mais complexos, em que falta experiência ou esta é imprecisa, seria útil uma linha de ação. Isso é fornecido pela *segunda lei*.

Essa discussão também indica que, quando não perturbados, os sistemas tendem a sofrer mudanças espontâneas até atingir uma condição de equilíbrio, tanto internamente quanto com suas vizinhanças. Em alguns casos o equilíbrio é alcançado rapidamente, em outros é atingido lentamente. Por exemplo, algumas reações químicas atingem o equilíbrio em frações de segundos; um cubo de gelo precisa de poucos minutos para derreter; e pode levar anos para uma barra de ferro enferrujar completamente. Tanto o processo rápido quanto o lento devem, obviamente, satisfazer ao princípio da conservação da energia. Entretanto, esse princípio por si só seria insuficiente para determinar o estado final de equilíbrio. Outro princípio geral é necessário. Isso é fornecido pela *segunda lei*.

Bio conexões

Você já desejou saber por que uma banana colocada em uma bolsa fechada ou em um congelador amadurece rapidamente? A resposta está no etileno, C_2H_4, produzido naturalmente pelas bananas, tomates e outras frutas e vegetais. O etileno é o hormônio da planta que afeta o crescimento e o desenvolvimento. Quando uma banana é colocada em um recipiente fechado, o etileno se acumula e estimula a produção de mais etileno. Essa realimentação positiva resulta em mais e mais etileno, em um amadurecimento e envelhecimento acelerados, e num eventual desperdício. Em termos termodinâmicos, se a banana fosse deixada sozinha tenderia a sofrer mudanças espontâneas até que o equilíbrio fosse alcançado. Os plantadores aprenderam a tirar vantagem desse processo natural. Tomates colhidos ainda verdes e transportados a mercados distantes podem tornar-se vermelhos até que cheguem ao seu destino; caso contrário, eles podem ser induzidos a amadurecer por meio de um spray de etileno.

5.1.2 Oportunidades para Desenvolver Trabalho

Explorando os processos espontâneos mostrados na Fig. 5.1 é possível, em princípio, desenvolver trabalho à medida que o equilíbrio é atingido. ➥ **POR EXEMPLO...** em vez de permitir que o corpo da Fig. 5.1(*a*) resfrie espontaneamente sem nenhum outro resultado, a energia através de transferência de calor poderia ser fornecida a um sistema percorrendo um ciclo de potência que desenvolveria uma quantidade líquida de trabalho (Seção 2.6). Uma vez que o objeto atingisse o equilíbrio com a vizinhança, o processo terminaria. Embora exista uma *oportunidade* para desenvolver trabalho nesse caso, a oportunidade seria desperdiçada se fosse permitido ao corpo se resfriar sem desenvolver trabalho algum. No caso da Fig. 5.1(*b*), em vez de se permitir que o ar se expanda sem objetivo para a vizinhança com pressão mais baixa a corrente de ar poderia ser conduzida através de uma turbina, desenvolvendo trabalho. Conseqüentemente, nesse caso existe também a possibilidade de desenvolver trabalho que não seria explorada em um processo sem controle. No caso da Fig. 5.1(*c*), em vez de se permitir que a massa caia de uma maneira descontrolada ela poderia ser baixada gradualmente de forma a girar uma roda, levantar outra massa, e assim por diante. ◄

Essas considerações podem ser resumidas observando-se que quando existe um desequilíbrio entre dois sistemas há uma oportunidade para o desenvolvimento de trabalho que seria irrevogavelmente perdida se fosse permitido aos sistemas chegar ao equilíbrio de uma maneira descontrolada. Reconhecendo essa possibilidade para realizar trabalho, podemos formular duas perguntas.

1. Qual é o valor máximo teórico para o trabalho que poderia ser obtido?
2. Quais são os fatores que impediriam a realização do valor máximo?

A existência de um valor máximo encontra-se em total acordo com a experiência, e uma vez que fosse possível desenvolver trabalho ilimitado poucas preocupações seriam manifestadas acerca de nossas reservas de combustível fóssil cada vez menores. Também está de acordo com a experiência a idéia de que mesmo os melhores dispositivos estariam sujeitos a fatores como o atrito, que os impediriam

de atingir o trabalho máximo teórico. A segunda lei da termodinâmica fornece os meios para determinar tal máximo teórico e avaliar quantitativamente os fatores que impedem o seu alcance.

5.1.3 Aspectos da Segunda Lei

As discussões precedentes podem ser resumidas observando-se que a segunda lei e as deduções a partir dela são úteis porque fornecem meios para:

1. prever o sentido dos processos.
2. estabelecer condições para o equilíbrio.
3. determinar o melhor desempenho *teórico* de ciclos, motores e outros dispositivos.
4. avaliar quantitativamente os fatores que impedem o alcance do melhor nível de desempenho teórico.

Outras utilizações da segunda lei incluem seu papel em

5. definir uma escala de temperatura independente das propriedades de qualquer substância termométrica.
6. desenvolver meios para avaliar propriedades tais como u e h em termos de propriedades que são mais fáceis de obter experimentalmente.

Os cientistas e engenheiros encontraram muitas outras aplicações da segunda lei e das deduções a partir dela. Ela também tem sido utilizada em economia, filosofia e em outras áreas, além da termodinâmica aplicada à engenharia.

Os seis pontos listados podem ser vistos como aspectos da segunda lei da termodinâmica, e não como idéias independentes e sem relação alguma. Contudo, dada a variedade dessas áreas de aplicação é fácil entender por que não existe um enunciado da segunda lei simples que contemple claramente cada uma delas. Existem várias formulações alternativas, ainda que equivalentes, da segunda lei.

Na próxima seção três enunciados equivalentes da segunda lei são apresentados como um *ponto de partida* para o nosso estudo da segunda lei e de suas conseqüências. Embora a relação exata entre essas formulações particulares e cada um dos aspectos da segunda lei aqui listados possa não ser imediatamente perceptível, todos os aspectos apresentados podem ser obtidos através de deduções a partir dessas formulações ou de seus corolários. É importante acrescentar que em cada exemplo em que uma conseqüência da segunda lei foi testada direta ou indiretamente, através de experimentos, ela foi infalivelmente confirmada. Conseqüentemente, a base da segunda lei da termodinâmica, como qualquer outra lei física, é a evidência experimental.

5.2 Enunciados da Segunda Lei

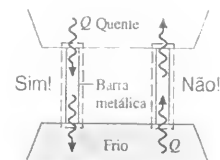
Três enunciados alternativos da segunda lei da termodinâmica são dados nesta seção. Eles são os enunciados (1) de Clausius, (2) de Kelvin-Planck e (3) da Entropia. Os enunciados de Clausius e de Kelvin-Planck são formulações tradicionais da segunda lei. Provavelmente você já os estudou anteriormente em um curso introdutório de física. Embora o enunciado de Clausius esteja mais de acordo com a experiência e, portanto, seja mais fácil de ser aceito, o enunciado de Kelvin-Planck fornece um meio mais eficaz para apresentar deduções importantes oriundas da segunda lei, relacionadas a sistemas que percorrem ciclos termodinâmicos, que é o foco do presente capítulo. O enunciado de Kelvin-Planck também enfatiza o enunciado da Entropia. O enunciado da Entropia é a forma mais eficaz da segunda lei para uma gama extremamente ampla de aplicações na engenharia. O enunciado da Entropia é o foco do Capítulo 6.

5.2.1 Enunciado de Clausius da Segunda Lei

enunciado de Clausius

O *enunciado de Clausius* da segunda lei afirma que:

É impossível para qualquer sistema operar de tal maneira que o único resultado seja a transferência de energia sob a forma de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente.

O enunciado de Clausius não exclui a possibilidade de transferência de energia sob a forma de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente, uma vez que é exatamente isso que os refrigeradores e bombas de calor realizam. Entretanto, conforme as palavras "único resultado" do enunciado sugerem, quando uma transferência de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente ocorre deve haver algum *outro efeito* dentro do sistema realizando a transferência de calor, na sua vizinhança ou em ambos. Se o sistema opera em um ciclo termodinâmico, o seu estado inicial é restabelecido após cada ciclo, de forma que o único lugar que deve ser examinado à procura desses *outros* efeitos é a sua vizinhança. ➥ **POR EXEMPLO...** a refrigeração de alimentos é obtida por refrigeradores movidos a motores elétricos que necessitam do trabalho de suas vizinhanças para operarem. O enunciado de Clausius indica que é impossível construir um ciclo de refrigeração que opere sem uma entrada de trabalho. ⬅

5.2.2 Enunciado de Kelvin–Planck da Segunda Lei

reservatório térmico

Antes de fornecermos o enunciado de Kelvin–Planck da segunda lei, será apresentado o conceito de *reservatório térmico*. Um reservatório térmico, ou simplesmente um reservatório, é um tipo especial de sistema que sempre permanece à temperatura constante mesmo que seja adicionada ou removida energia através de transferência de calor. Um reservatório é obviamente uma idealização, mas tal sistema pode ser aproximado de várias maneiras — pela atmosfera terrestre, grandes corpos d'água (lagos, oceanos), um grande bloco de cobre e um sistema que consiste em duas fases (embora a razão entre as massas das duas fases varie à medida que o sistema é aquecido ou resfriado à pressão constante, a temperatura permanece constante contanto que ambas as fases coexistam). As propriedades extensivas de um reservatório térmico, tais como a energia interna, podem variar através de interações com outros sistemas, muito embora a temperatura do reservatório permaneça constante.

enunciado de Kelvin–Planck

Tendo apresentado o conceito de reservatório térmico, fornecemos o ***enunciado de Kelvin–Planck*** da segunda lei:

É impossível para qualquer sistema operar em um ciclo termodinâmico e fornecer uma quantidade líquida de trabalho para a sua vizinhança enquanto recebe energia por transferência de calor de um único reservatório térmico.

O enunciado de Kelvin–Planck não exclui a possibilidade de um sistema desenvolver uma quantidade líquida de trabalho a partir de uma transferência de calor extraída de um único reservatório. Ele apenas nega essa possibilidade se o sistema percorrer um ciclo termodinâmico.

O enunciado de Kelvin–Planck pode ser expresso analiticamente. Para esse desenvolvimento, vamos estudar um sistema percorrendo um ciclo termodinâmico enquanto troca energia por transferência de calor com um único reservatório. Tanto a primeira quanto a segunda lei impõem restrições:

▶ Uma restrição é imposta pela primeira lei sobre o trabalho líquido e a transferência de calor entre o sistema e sua vizinhança. De acordo com o balanço de energia do ciclo (veja a Eq. 2.40 na Seção 2.6),

$$W_{ciclo} = Q_{ciclo}$$

Resumindo, o trabalho líquido realizado pelo sistema percorrendo um ciclo é igual à transferência líquida de calor para o sistema. Embora o balanço de energia do ciclo permita que o trabalho líquido W_{ciclo} seja positivo ou negativo, a segunda lei impõe uma restrição sobre seu sentido, como é considerado a seguir.

▶ De acordo com o enunciado de Kelvin–Planck, um sistema percorrendo um ciclo enquanto se comunica termicamente com um único reservatório *não pode* fornecer uma quantidade líquida de trabalho para a sua vizinhança. Isto é, o trabalho líquido do ciclo *não pode* ser positivo. Porém, o enunciado de Kelvin–Planck não exclui a possibilidade de que exista uma transferência líquida de energia sob a forma de trabalho *para* o sistema durante o ciclo ou de que o trabalho líquido seja zero. Assim, a *forma analítica do enunciado de Kelvin–Planck* é

$$W_{ciclo} \leq 0 \quad \text{(reservatório único)} \tag{5.1}$$

onde as palavras *reservatório único* são adicionadas para enfatizar que o sistema se comunica termicamente só com um único reservatório conforme executa o ciclo. Na Seção 5.4 associamos os sinais "menor que" e "igual a" da Eq. 5.1 com a presença e a ausência de *irreversibilidades internas*, respectivamente. O conceito de irreversibilidade é considerado na Seção 5.3.

A equivalência entre os enunciados de Clausius e Kelvin–Planck pode ser demonstrada pela verificação de que a violação de cada enunciado implica na violação do outro. Para detalhes, veja o boxe.

Demonstrando a Equivalência entre os Enunciados de Clausius e Kelvin–Planck

A equivalência entre os enunciados de Clausius e Kelvin–Planck é demonstrada pela verificação de que a violação de cada enunciado implica na violação do outro. O fato de que a violação do enunciado de Clausius implica na violação do enunciado de Kelvin–Planck é prontamente mostrado usando a Fig. 5.2, que apresenta um reservatório quente, um reservatório frio e dois sistemas. O sistema à esquerda transfere a energia Q_C do reservatório frio para o reservatório quente por transferência de calor sem a ocorrência de outros efeitos, *violando assim o enunciado de Clausius*. O sistema à direita opera em um ciclo recebendo Q_H (maior do que Q_C) do reservatório quente, rejeitando Q_C para o reservatório frio e fornecendo trabalho W_{ciclo} para a vizinhança. Os fluxos de energia indicados na Fig. 5.2 ocorrem nos sentidos indicados pelas setas.

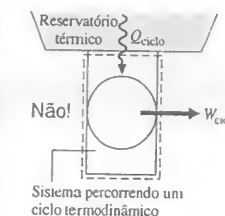
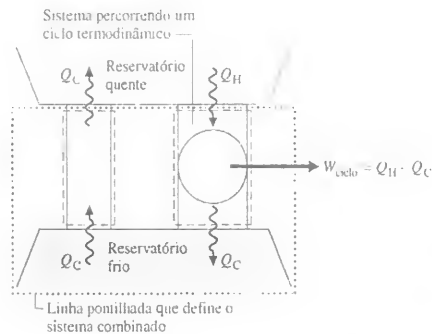



Fig. 5.2 Ilustração utilizada para demonstrar a equivalência entre os enunciados da segunda lei de Clausius e Kelvin–Planck.

Considere o sistema *combinado* indicado pela linha pontilhada na Fig. 5.2, o qual consiste no reservatório frio e nos dois dispositivos. Podemos considerar que o sistema combinado executa um ciclo porque uma parte percorre um ciclo e as outras duas partes não sofrem variações líquidas em suas condições. Além disso, o sistema combinado recebe energia ($Q_H - Q_C$) por transferência de calor de um único reservatório, o reservatório quente, e produz uma quantidade equivalente de trabalho. Consequentemente, o sistema combinado viola o enunciado de Kelvin–Planck. Assim, uma violação do enunciado de Clausius implica a violação do enunciado de Kelvin–Planck. A equivalência entre os dois enunciados da segunda lei é demonstrada completamente quando também se mostra que uma violação do enunciado de Kelvin–Planck implica a violação do enunciado de Clausius. Isso é proposto como um exercício.

5.2.3 Enunciado da Entropia da Segunda Lei

Massa e energia são exemplos familiares de propriedades extensivas de sistemas. A entropia é uma outra propriedade extensiva importante. Mostramos como a propriedade entropia é avaliada nas Seções 6.2-6.5, e aqui apresentamos diversos aspectos importantes da entropia.

Assim como a massa e a energia são *contabilizadas* nos balanços de massa e de energia, respectivamente, a entropia é contabilizada no *balanço de entropia*. Resumindo, o balanço de entropia estabelece:

$$\begin{bmatrix} \textit{variação} \text{ da quantidade} \\ \text{de entropia contida no} \\ \text{sistema durante um} \\ \text{certo intervalo de tempo} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{quantidade líquida de} \\ \text{entropia } \textit{transferida para} \\ \textit{dentro} \text{ através da fronteira} \\ \text{do sistema durante o} \\ \text{intervalo de tempo} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{quantidade de entropia} \\ \textit{produzida no interior} \\ \text{do sistema durante o} \\ \text{intervalo de tempo} \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

Da mesma forma que massa e energia, *a entropia pode ser transferida* através da fronteira do sistema. Para sistemas fechados há uma única forma para a transferência de entropia — ou seja, a transferência de entropia acompanha a transferência de calor. Para volumes de controle a entropia também é transferida para dentro e para fora através de fluxos de matéria. Essas transferências de entropia são consideradas mais adiante, no Cap. 6.

enunciado da entropia da segunda lei

Ao contrário da massa e da energia, que se conservam, a *entropia é produzida* (ou *gerada*) no interior de sistemas sempre que estão presentes condições *não-ideais* (chamadas *irreversibilidades*), tal como o atrito. O ***enunciado da entropia da segunda lei*** estabelece:

É impossível para qualquer sistema operar de uma forma que a entropia seja destruída.

Segue que o termo de produção de entropia da Eq. 5.2 pode ser positivo ou nulo, mas *nunca* negativo. Assim, a produção de entropia indica se um processo é possível ou impossível.

5.2.4 Resumo da Segunda Lei

No restante deste capítulo aplicamos o enunciado de Kelvin–Planck da segunda lei para tirar conclusões sobre sistemas que percorrem ciclos termodinâmicos. O capítulo termina com uma discussão relativa à *desigualdade de Clausius* (Seção 5.11), que fornece a base para o desenvolvimento do conceito de entropia do Cap. 6. Essa é uma abordagem tradicional da segunda lei na termodinâmica aplicada à engenharia. Entretanto, a ordem pode ser invertida — ou seja, o enunciado da entropia pode ser adotado como ponto de partida para o estudo dos aspectos da segunda lei para sistemas.

5.3 *Identificando Irreversibilidades*

Um dos usos mais importantes da segunda lei da termodinâmica em engenharia é a determinação do melhor desempenho teórico dos sistemas. Com a comparação do desempenho real com o melhor desempenho teórico o potencial para melhorias é freqüentemente vislumbrado. Como se pode desconfiar, o melhor desempenho é avaliado em termos de processos idealizados. Nesta seção tais processos idealizados são apresentados e distinguidos dos processos reais que envolvem *irreversibilidades*.

5.3.1 Processos Irreversíveis

processo irreversível

processos reversíveis

Um processo é chamado de ***irreversível*** se o sistema e todas as partes que compõem sua vizinhança não puderem ser restabelecidos exatamente aos seus respectivos estados iniciais após o processo ter ocorrido. Um processo é ***reversível*** se tanto o sistema quanto sua vizinhança puderem retornar aos seus estados iniciais. Os processos irreversíveis são o assunto da presente discussão. Os processos reversíveis serão considerados novamente mais tarde, nesta seção.

Um sistema que passou por um processo irreversível não está necessariamente impedido de voltar ao seu estado inicial. Entretanto, tendo o sistema retornado ao seu estado original não seria possível fazer com que a vizinhança retornasse também ao estado em que se encontrava originalmente. Conforme ilustrado a seguir, a segunda lei pode ser usada para determinar se tanto o sistema quanto a vizinhança podem retornar aos seus estados iniciais após um processo ter ocorrido. Isto é, a segunda lei pode ser usada para determinar se um dado processo é reversível ou irreversível.

Da discussão do enunciado de Clausius da segunda lei deve estar claro que qualquer processo envolvendo uma transferência de calor espontânea de um corpo mais quente para um corpo mais frio é irreversível. Caso contrário seria possível retornar essa energia do corpo mais frio para o corpo mais quente sem nenhum outro efeito dentro dos dois corpos ou em sua vizinhança. Entretanto, essa possibilidade é contrária à nossa experiência e é negada pelo enunciado de Clausius. Os processos que envolvem outros tipos de eventos espontâneos são irreversíveis, como a expansão não-resistida de um gás ou líquido considerada na Fig. 5.1. Atrito, resistência elétrica, histerese e deformação inelástica são exemplos de efeitos cuja presença durante um processo torna-o irreversível.

irreversibilidades

Em resumo, processos irreversíveis normalmente incluem uma ou mais das seguintes ***irreversibilidades***.

1. Transferência de calor através de uma diferença finita de temperatura
2. Expansão não-resistida de um gás ou líquido até uma pressão mais baixa
3. Reação química espontânea
4. Mistura espontânea de matéria em estados ou composições diferentes
5. Atrito — atrito de rolamento, bem como atrito no escoamento de fluidos
6. Fluxo de corrente elétrica através de uma resistência
7. Magnetização ou polarização com histerese
8. Deformação inelástica

Embora essa lista não esteja completa, ela sugere que *todos os processos reais são irreversíveis*. Isto é, todos os processos envolvem efeitos como aqueles listados, seja um processo de ocorrência natural ou um envolvendo um dispositivo inventado por nós, do mais simples mecanismo ao maior complexo industrial. O termo "irreversibilidade" é usado para identificar qualquer desses efeitos. A lista previamente fornecida engloba algumas das irreversibilidades que são comumente encontradas.

irreversibilidades interna e externa

Conforme um sistema passa por um processo, podem ser encontradas irreversibilidades dentro do sistema, bem como em sua vizinhança, embora em certos casos elas possam ser localizadas predominantemente em um local ou em outro. Para muitas análises é conveniente dividir as irreversibilidades presentes em duas classes. As ***irreversibilidades internas*** são aquelas que ocorrem dentro do sistema. As ***irreversibilidades externas*** são aquelas que ocorrem na vizinhança, freqüentemente na vizinhança imediata. Como essa diferença depende apenas da localização da fronteira, existem algumas arbitrariedades na classificação, uma vez que estendendo-se a fronteira de forma a levar em conta parte da vizinhança todas as irreversibilidades tornam-se "internas". Contudo, como mostrado nos desenvolvimentos posteriores, essa diferença entre irreversibilidades é freqüentemente útil.

Os engenheiros deveriam estar aptos a reconhecer as irreversibilidades, avaliar sua influência e desenvolver meios práticos para reduzi-las. Contudo, certos sistemas, tais como freios, baseiam-se no efeito do atrito ou de outras irreversibilidades para a sua operação. A necessidade de se alcançar taxas rentáveis de produção, altas taxas de transferência de calor, acelerações rápidas, etc., invariavelmente dita a presença de irreversibilidades significativas. Além disso, as irreversibilidades são toleradas em algum grau em todo tipo de sistema porque as modificações no projeto e a operação necessária para reduzi-las seriam demasiadamente caras. Conseqüentemente, embora a melhora do desempenho termodinâmico possa vir acompanhada da redução de irreversibilidades, os passos tomados nesse sentido são restringidos por vários fatores práticos freqüentemente relacionados a custos.

➥ **POR EXEMPLO...** considere dois corpos com temperaturas diferentes capazes de se comunicar termicamente. Havendo uma diferença *finita* de temperatura entre eles, ocorreria uma transferência de calor espontânea e, conforme discutido anteriormente, isso seria uma fonte de irreversibilidade. Poder-se-ia esperar que a importância dessa irreversibilidade diminuísse conforme a diferença de temperatura se aproximasse de zero, e esse é o caso. Do estudo da transferência de calor (Seção 2.4), sabemos que a transferência de uma quantidade finita de energia por meio de calor entre corpos cujas temperaturas difiram entre si apenas levemente necessitaria de uma quantidade considerável de tempo, uma grande área superficial de transferência de calor (maior custo), ou ambos. Assim, para eliminar essa fonte de irreversibilidade seria necessária uma quantidade infinita de tempo e/ou uma área superficial infinita. ➥

Sempre que qualquer irreversibilidade está presente durante um processo, esse processo deve necessariamente ser irreversível. Porém, a irreversibilidade do processo pode ser *demonstrada* usando-se o enunciado de Kelvin–Planck da segunda lei e o seguinte procedimento: (1) Admita que há uma maneira de retornar o sistema e a vizinhança aos seus respectivos estados iniciais. (2) Mostre que, como conseqüência dessa hipótese, seria possível imaginar um ciclo que produziria trabalho enquanto nenhum outro efeito ocorreria, além de uma transferência de calor de um único reservatório. Uma vez que a existência de tal ciclo é negada pelo enunciado de Kelvin–Planck, a hipótese inicial deve estar errada, e segue-se que o processo é irreversível. Essa abordagem pode ser usada para demonstrar que processos que envolvem atrito, transferência de calor através de uma diferença finita de temperatura, expansão não-resistida de um gás ou líquido até uma pressão mais baixa e outros efeitos presentes na lista apresentada anteriormente são irreversíveis. Um caso envolvendo atrito é discutido adiante.

Na maioria dos casos o uso do enunciado de Kelvin–Planck para demonstrar a irreversibilidade dos processos é complicado. Normalmente é mais fácil utilizar o conceito de *geração de entropia* (Seções 5.2.3, 6.7.1).

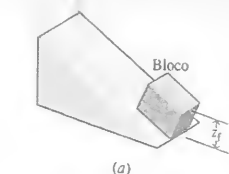
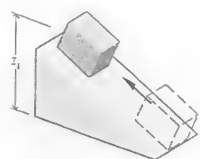
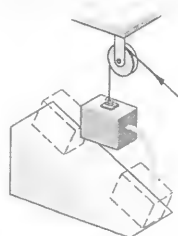
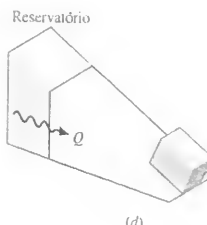



Fig. 5.3 Figura usada para demonstrar a irreversibilidade de um processo envolvendo atrito.

Demonstrando a Irreversibilidade: Atrito

Vamos utilizar o enunciado de Kelvin–Planck para demonstrar a irreversibilidade de um processo envolvendo atrito. Considere um sistema composto por um bloco de massa m e um plano inclinado. Inicialmente o bloco está em repouso no topo da ladeira. O bloco então desliza pelo plano, eventualmente atingindo o repouso em uma altura mais baixa. Não há transferência de calor significativa entre o sistema e sua vizinhança durante o processo.

Aplicando o balanço de energia para sistemas fechados

$$(U_f - U_i) + mg(z_f - z_i) + (\cancel{KE_f - KE_i})^{0} = \cancel{Q}^{0} - \cancel{W}^{0}$$

ou

$$U_f - U_i = mg(z_i - z_f)$$

onde U indica a energia interna do sistema bloco-plano e z é a altura do bloco. Assim, o atrito entre o bloco e o plano durante o processo atua convertendo o decréscimo na energia potencial do bloco em energia interna do sistema global. Como não há trabalho ou interações de calor entre o sistema e a sua vizinhança, a condição da vizinhança permanece imutável durante o processo. Isso permite que observemos apenas o sistema para a demonstração de que o processo é irreversível.

Quando o bloco está em repouso após deslizar pelo plano, a sua altura é z_f e a energia interna do sistema bloco-plano é U_f. De forma a demonstrar que o processo é irreversível usando o enunciado de Kelvin–Planck, vamos tomar essa condição do sistema mostrado na Fig. 5.3(*a*) como sendo o estado inicial de um ciclo composto por três processos. Imaginemos que o arranjo cabo-polia e um reservatório térmico estejam disponíveis para auxiliar na demonstração.

Processo 1: Admita que o processo inverso possa ocorrer sem nenhuma mudança na vizinhança. Isto é, conforme ilustrado na Fig. 5.3(*b*), considere que o bloco retorna espontaneamente à sua altura inicial e a energia interna do sistema decresce até o seu valor inicial, U_i. (Esse é o processo que queremos demonstrar ser impossível.)

Processo 2: Como ilustrado na Fig. 5.3(*c*), use o arranjo cabo-polia fornecido para baixar o bloco de z_i até z_f, permitindo que o decréscimo na energia potencial realize trabalho pela elevação de outra massa localizada na vizinhança. O trabalho realizado pelo sistema é igual ao decréscimo de energia potencial do bloco: $mg(z_i - z_f)$.

Processo 3: A energia interna do sistema pode ser aumentada de U_i até U_f colocando-o em contato com o reservatório, como ilustrado na Fig. 5.3(*d*). A transferência de calor necessária é $Q = U_f - U_i$. Ou, com o resultado do balanço de energia do sistema, dado aqui, $Q = mg(z_i - z_f)$. Ao final desse processo o bloco está novamente na altura z_f e a energia interna do sistema bloco-plano é restabelecida para U_f.

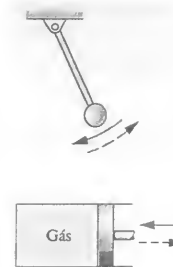
O resultado líquido desse ciclo é o de extrair energia de um único reservatório por transferência de calor e produzir uma quantidade equivalente de trabalho. Não existem outros efeitos. Porém, tal ciclo é negado pelo enunciado de Kelvin–Planck. Como tanto o aquecimento do sistema pelo reservatório (Processo 3) quanto o abaixamento da massa pelo arranjo cabo-polia enquanto trabalho é realizado (Processo 2) são possíveis, pode-se concluir que o Processo 1 é que é impossível. Já que o Processo 1 é o inverso do processo original onde o bloco desliza pelo plano, segue que o processo original é irreversível.

5.3.2 Processos Reversíveis

Um processo de um sistema é *reversível* se o sistema e todas as partes que compõem a sua vizinhança podem ser exatamente restituídos aos seus respectivos estados iniciais após o processo ter ocorrido. Deve ficar claro da discussão sobre processos irreversíveis que processos reversíveis são puramente hipotéticos. Obviamente, nenhum processo que envolva transferência de calor espontânea através de uma diferença finita de temperatura, uma expansão não-resistida de um gás ou líquido, atrito ou qualquer uma das outras irreversibilidades listadas anteriormente pode ser reversível. No sentido estrito da palavra, um processo reversível é aquele que é executado de *uma forma perfeita*.

Todos os processos reais são irreversíveis. Processos reversíveis não ocorrem. Mesmo assim, certos processos que realmente acontecem são aproximadamente reversíveis. A passagem de um gás através de um bocal ou difusor adequadamente projetado é um exemplo (Seção 6.12). Muitos outros dispositivos também podem ser construídos de forma a aproximarem-se de uma operação reversível através de medidas para reduzir a importância das irreversibilidades, como a lubrificação das superfícies para redução do atrito. Um processo reversível é um *caso-limite* à medida que as irreversibilidades, tanto internas quanto externas, são cada vez mais reduzidas.

Embora processos reversíveis não possam ocorrer de fato, eles podem ser imaginados. Foi considerado anteriormente, nesta seção, como a transferência de calor se aproxima da reversibilidade à medida que a diferença de temperatura se aproxima de zero. Vamos considerar dois exemplos adicionais:

- ▶ Um exemplo particularmente elementar é o do pêndulo oscilando em um espaço em vácuo. O movimento do pêndulo aproxima-se da reversibilidade à medida que o atrito no pivô é reduzido. No limite, quando o atrito fosse eliminado os estados do pêndulo e de sua vizinhança seriam completamente recuperados ao final de cada período de movimento. Por definição, tal processo é reversível.
- ▶ Um sistema consistindo em um gás comprimido adiabaticamente e expandido em um conjunto cilindro-pistão fornece um outro exemplo. Com um aumento muito pequeno na pressão externa o pistão comprimiria levemente o gás. Em cada volume intermediário durante a compressão as propriedades intensivas T, p, v, etc. seriam no geral uniformes: o gás passaria por uma série de estados de equilíbrio. Com uma pequena diminuição da pressão externa o pistão se moveria lentamente para fora, à medida que o gás se expandisse. Em cada volume intermediário da expansão as propriedades intensivas do gás possuiriam os mesmos valores uniformes que elas tinham no passo correspondente durante a compressão. Quando o volume de gás retornasse ao seu estado

Segunda Lei Leva Grande Mordida do Hidrogênio

O hidrogênio não ocorre de forma natural, ele tem que ser produzido. Atualmente o hidrogênio pode ser produzido a partir da água por *eletrólise* e do gás natural por um processo químico denominado reforma (*reforming*). O hidrogênio produzido por esses meios e sua posterior utilização é um peso para a segunda lei.[1]

Em eletrólise, é empregada uma corrente elétrica para dissociar o hidrogênio da água de acordo com $H_2O \rightarrow H_2 + \frac{1}{2}O_2$. Quando o hidrogênio é posteriormente usado pela célula de combustível para gerar eletricidade, a reação na célula é: $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$. Embora a reação na célula seja o inverso do que está ocorrendo na eletrólise, o ciclo global entrada elétrica – hidrogênio – eletricidade gerada por célula de combustível *não* é reversível. As irreversibilidades relativas ao eletrolizador e à célula de combustível agem em conjunto para assegurar que a eletricidade gerada pela célula de combustível seja muito menor do que a entrada elétrica inicial. Alguns dizem que é um desperdício, pois a eletricidade fornecida pela eletrólise poderia, em vez disso, ser *completamente* dirigida para a maioria das aplicações previstas para o hidrogênio, inclusive transporte. Além disso, quando combustível fóssil é queimado em uma usina para gerar eletricidade para eletrólise os gases estufa que são formados podem ser associados às células de combustíveis em virtude do hidrogênio que elas consomem. Embora detalhes técnicos difiram, resultados similares apontam para o processo de reforma do gás natural para o hidrogênio.

Enquanto se espera que o hidrogênio e as células de combustível exerçam um papel em nossa energia do futuro, as barreiras da segunda lei e de outros assuntos técnicos e econômicos continuam de pé.

[illegible] O trabalho realizado sobre o gás durante a compressão seria igual ao trabalho realizado pelo gás durante a expansão. Se o trabalho ocorrido entre o sistema e sua vizinhança fosse fornecido a, e recebido de um conjunto massa-polia sem atrito, ou equivalente, não haveria também variação líquida alguma na vizinhança. Esse processo seria reversível.

5.3.3 Processos Internamente Reversíveis

processo internamente reversível

Em um processo irreversível, as irreversibilidades estão presentes dentro do sistema, em sua vizinhança ou em ambos. Um processo reversível é aquele no qual não existem irreversibilidades internas ou externas. Um ***processo internamente reversível*** é aquele no qual *não há irreversibilidades dentro do sistema*. Contudo, as irreversibilidades podem estar localizadas na vizinhança, como na situação em que existe transferência de calor entre uma parte da fronteira que está a uma temperatura e a vizinhança que está a outra temperatura.

Em cada estado intermediário de um processo internamente reversível em um sistema fechado todas as propriedades intensivas são uniformes ao longo de cada fase presente. Isto é, temperatura, pressão, volume específico e outras propriedades intensivas não variam com a posição. Se houvesse uma variação espacial na temperatura, por exemplo, existiria uma tendência a ocorrer uma transferência espontânea de energia por condução *dentro* do sistema no sentido decrescente da temperatura. Para a reversibilidade, contudo, nenhum processo espontâneo pode estar presente. A partir dessas considerações pode-se concluir que o processo internamente reversível consiste em uma série de estados de equilíbrio: é um processo em quase-equilíbrio.

> *Tome Nota...*
>
> Os termos processo *internamente reversível* e processo *em quase-equilíbrio* podem ser usados alternadamente. Entretanto, para evitar a utilização de dois termos que se referem a mesma situação, nas seções posteriores nos referiremos a *qualquer* desses processos como sendo um processo internamente reversível.

O uso do conceito de um processo internamente reversível em termodinâmica é comparável às idealizações feitas na mecânica: massas puntuais, polias sem atrito, vigas rígidas e assim por diante. Da mesma maneira que esses termos são usados na mecânica para simplificar uma análise e chegar-se a um modelo tratável, modelos termodinâmicos simples para situações complexas podem ser obtidos com a utilização de processos internamente reversíveis. Os cálculos iniciais baseados em processos internamente reversíveis seriam ajustados através de eficiências ou fatores de correção, de forma a obter estimativas razoáveis do desempenho real sob várias condições de operação. Os processos internamente reversíveis também são úteis na determinação do melhor desempenho termodinâmico dos sistemas.

Finalmente, empregando o conceito de processo internamente reversível refinamos a definição de reservatório térmico apresentada na Seção 5.2.2, como a seguir: nas discussões posteriores supomos que não estão presentes irreversibilidades internas em um reservatório térmico. Assim, todo processo em um reservatório térmico é *internamente reversível*.

5.4 Interpretando o Enunciado de Kelvin-Planck

Vamos reconsiderar rapidamente a Eq. 5.1, a forma analítica do enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei, que é empregada nas seções posteriores para obter um número de deduções importantes. Em cada uma dessas aplicações as seguintes idealizações são admitidas: o reservatório térmico e a porção da vizinhança com a qual as interações de trabalho ocorrem estão livres de irreversibilidades. Isso permite que o sinal "menor do que" na Eq. 5.1 seja associado às irreversibilidades *dentro* do sistema de interesse. O sinal "igual a" na Eq. 5.1 é empregado apenas quando as irreversibilidades internas ou externas não estão presentes.

forma analítica do enunciado de Kelvin-Planck

Consequentemente a ***forma analítica do enunciado de Kelvin-Planck*** da segunda lei agora toma a forma

$$W_{ciclo} \leq 0 \begin{cases} < 0 & \text{Presença de irreversibilidades internas} \\ & \qquad\qquad \text{(reservatório único)} \\ = 0 & \text{Ausência de irreversibilidades internas} \end{cases} \tag{5.3}$$

Para detalhes, veja o boxe. Como a Eq. 5.3 é mais explícita do que a Eq. 5.1, ela é usada nas discussões posteriores deste capítulo como a forma preferível do enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei.

> **Associando Sinais ao Enunciado de Kelvin-Planck**
>
> Considere um sistema que passa por um ciclo enquanto troca energia por transferência de calor com um único reservatório como ilustrado na Fig. 5.4. Trabalho é fornecido a, ou recebido de um conjunto massa-polia localizado na vizinhança. Um volante, mola ou algum outro dispositivo também pode realizar a mesma função. Em aplicações posteriores da Eq. 5.3 as irreversibilidades de interesse fundamental são irreversibilidades internas. Assim, de forma a [illegible] aplicações supõe-se que essas são as únicas irreversibilidades presentes. Portanto, o conjunto massa-polia, o volante ou outro dispositivo ao qual é fornecido trabalho, ou do qual é recebido, é idealizado como livre de irreversibilidades. Supõe-se que o reservatório térmico também seja livre de irreversibilidades.
>
> Para demonstrar a relação do sinal de "igual a" da Eq. 5.3 com a ausência de irreversibilidades, considere um ciclo operando como ilustrado na Fig. 5.4 para o qual a igualdade se aplica. Ao final de um ciclo,
>
> - O sistema retornaria necessariamente ao seu estado inicial.
> - Como $W_{ciclo} = 0$, não haveria variação *líquida* na altura da massa usada para armazenar energia na vizinhança.
> - Como $W_{ciclo} = Q_{ciclo}$, segue-se que $Q_{ciclo} = 0$, de forma que também não haveria variação *líquida* na condição do reservatório.
>
> Desse modo, o sistema e todos os elementos de sua vizinhança seriam restituídos exatamente a suas respectivas condições iniciais. Por definição, tal ciclo é reversível. Consequentemente, não pode haver irreversibilidades presentes dentro do sistema ou em sua vizinhança. Deixa-se como um exercício mostrar o inverso: se o ciclo ocorrer reversivelmente, a igualdade se aplica. Uma vez que um ciclo é ou reversível ou irreversível segue que o sinal de desigualdade implica a presença de irreversibilidades, e a desigualdade se aplica sempre que irreversibilidades estiverem presentes.

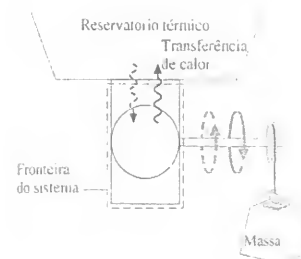



Fig. 5.4 Sistema percorrendo um ciclo enquanto troca energia por transferência de calor com um único reservatório térmico.

5.5 Aplicando a Segunda Lei a Ciclos Termodinâmicos

Várias aplicações importantes da segunda lei relacionadas a ciclos de potência e ciclos de refrigeração e bomba de calor são apresentadas nas Seções 5.6, 5.7, 5.9 e 5.10. Essas aplicações ampliam a nossa compreensão das implicações da segunda lei e fornecem a base para deduções importantes a partir da segunda lei a serem apresentadas nas Seções 5.8 e 5.11 e no Cap. 6. A familiaridade com os ciclos termodinâmicos é necessária, e recomendamos que a Seção 2.6 seja revista, onde os ciclos são considerados sob uma perspectiva de energia, ou primeira lei, e a eficiência térmica dos ciclos de potência e coeficientes de desempenho para os ciclos de refrigeração e bomba de calor são apresentados. Em particular, as Eqs. 2.41-2.48 devem ser revistas.

5.6 Aspectos da Segunda Lei de Ciclos de Potência Interagindo com Dois Reservatórios

5.6.1 Limite da Eficiência Térmica

Uma limitação significativa no desempenho de sistemas percorrendo ciclos de potência pode ser mostrada utilizando-se o enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei. Considere a Fig. 5.5, a qual mostra um sistema que executa um ciclo enquanto se comunica termicamente com *dois* reservatórios térmicos, um reservatório quente e um reservatório frio, e desenvolve o trabalho líquido W_{ciclo}. A eficiência térmica do ciclo é

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_C}{Q_H} \tag{5.4}$$

onde Q_H é a quantidade de energia recebida pelo sistema do reservatório quente por transferência

Tome Nota...

As transferências de energia indicadas na Fig. 5.5 são positivas nos sentidos indicados pelas setas.

de calor, e Q_C é a quantidade de energia descarregada do sistema para o reservatório frio por transferência de calor.

Se o valor de Q_C fosse zero, o sistema da Fig. 5.5 retiraria energia Q_H do reservatório quente e produziria uma quantidade de trabalho igual, enquanto percorresse um ciclo. A eficiência térmica de tal ciclo teria o valor da unidade (100%). Porém, esse método de operação violaria o enunciado de Kelvin-Planck e, portanto, não é permitido. Segue-se que para qualquer sistema executando um ciclo de potência enquanto opera entre dois reservatórios somente uma parcela da transferência de calor Q_H pode ser obtida como trabalho, e a remanescente, Q_C, tem que ser descarregada por transferência de calor para o reservatório frio. Isto é, a eficiência térmica tem que ser menor do que 100%.

Fig. 5.5 Sistema percorrendo um ciclo de potência enquanto troca energia por transferência de calor com dois reservatórios.

Para chegar a essa conclusão *não* foi necessário

- identificar a natureza da substância contida no sistema,
- especificar a série exata de processos que compõem o ciclo,
- indicar se os processos são processos reais ou de alguma forma idealizados.

A conclusão de que a eficiência térmica tem que ser menor do que 100% se aplica a *todos* os ciclos de potência, quaisquer que sejam os detalhes da operação. Isso pode ser considerado como um corolário da segunda lei. Outros corolários se seguem.

5.6.2 Corolários da Segunda Lei para Ciclos de Potência

corolários de Carnot

Considerando que nenhum ciclo de potência pode ter 100% de eficiência térmica, é de interesse investigar a eficiência teórica máxima. A eficiência teórica máxima para sistemas que percorrem ciclos de potência enquanto se comunicam termicamente com dois reservatórios térmicos a temperaturas diferentes é avaliada na Seção 5.9, com referência aos dois corolários seguintes da segunda lei, chamados ***corolários de Carnot***.

1. A eficiência térmica de um ciclo de potência irreversível é sempre menor do que a eficiência térmica de um ciclo de potência reversível quando cada um opera entre os mesmos dois reservatórios térmicos.
2. Todos os ciclos de potência reversíveis operando entre os mesmos dois reservatórios térmicos possuem a mesma eficiência térmica.

Um ciclo é considerado reversível quando não existem irreversibilidades dentro do sistema à medida que ele percorre o ciclo, e as transferências de calor entre o sistema e os reservatórios ocorrem reversivelmente.

A idéia básica do primeiro corolário de Carnot está de acordo com o que se espera com base na discussão da segunda lei até agora — isto é, a presença de irreversibilidades durante a execução de um ciclo exige um preço, como esperado. Se dois sistemas operando entre os mesmos reservatórios recebem cada um a mesma quantidade de energia Q_H e um deles executa um ciclo reversível enquanto o outro executa um ciclo irreversível, é intuitivo que o trabalho líquido desenvolvido pelo ciclo irreversível será menor e terá, conseqüentemente, a menor eficiência térmica.

O segundo corolário de Carnot refere-se apenas a ciclos reversíveis. Todos os processos de um ciclo reversível são executados perfeitamente. Dessa forma, se dois ciclos reversíveis operando entre os mesmos reservatórios recebessem cada um a mesma quantidade de energia Q_H, mas um deles pudesse produzir mais trabalho do que o outro, isso somente poderia resultar de uma seleção mais vantajosa da substância que compõe o sistema (podemos imaginar que, digamos, o ar pudesse ser melhor do que o vapor d'água) *ou* da série de processos que compõe o ciclo (processos sem escoamento poderiam ser preferíveis a processos com escoamento). Esse corolário nega ambas as possibilidades, e indica que os ciclos têm que possuir a mesma eficiência quaisquer que sejam as escolhas para a substância de trabalho ou para a série de processos.

Os dois corolários de Carnot podem ser demonstrados usando-se o enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei. Para detalhes, veja o boxe.

5.7 *Aspectos da Segunda Lei Relativos aos Ciclos de Refrigeração e Bomba de Calor Interagindo com Dois Reservatórios*

5.7.1 Limites dos Coeficientes de Desempenho

A segunda lei da termodinâmica coloca limites no desempenho de ciclos de refrigeração e bombas de calor da mesma forma que o faz para ciclos de potência. Considere a Fig. 5.7, a qual mostra um

Demonstrando os Corolários de Carnot

O primeiro corolário de Carnot pode ser demonstrado utilizando-se o arranjo da Fig. 5.6. Um ciclo de potência reversível R e um ciclo de potência irreversível I operam entre os mesmos dois reservatórios, e cada um recebe a mesma quantidade de energia Q_H do reservatório quente. O ciclo reversível produz o trabalho W_R, enquanto o ciclo irreversível produz o trabalho W_I. De acordo com o princípio da conservação de energia, cada ciclo descarrega energia no reservatório frio igual à diferença entre Q_H e o trabalho produzido. Deixemos agora R operar no sentido oposto como um ciclo de refrigeração (ou bomba de calor). Uma vez que R é reversível, as magnitudes das transferências de energia W_R, Q_H e Q_C permanecem as mesmas, mas as transferências de energia são em sentidos opostos, como ilustrado pelas linhas pontilhadas na Fig. 5.6. Além disso, com R operando no sentido oposto o reservatório quente não experimentaria *variação líquida alguma* na sua condição, já que receberia Q_H *de* R enquanto passasse Q_H *para* I.

A demonstração do primeiro corolário de Carnot é completada considerando-se o *sistema combinado* mostrado pela linha pontilhada na Fig. 5.6, que consiste nos dois ciclos e no reservatório quente. Já que seus componentes executam ciclos ou não experimentam variação líquida alguma, o sistema combinado opera em um ciclo. Além disso, o sistema combinado troca energia por transferência de calor com um único reservatório: o reservatório frio. Assim, o sistema combinado tem que satisfazer à Eq. 5.3, expressa como

$$W_{ciclo} < 0 \quad \text{(reservatório único)}$$

onde a desigualdade é usada porque o sistema combinado é irreversível em sua operação, já que o ciclo irreversível I é um de seus componentes. Avaliando-se W_{ciclo} para o sistema combinado em termos das quantidades de trabalho W_I e W_R, essa desigualdade torna-se

$$W_I - W_R < 0$$

a qual mostra que W_I tem que ser menor do que W_R. Como cada ciclo recebe a mesma entrada de energia, Q_H, segue-se que $\eta_I < \eta_R$, e isso completa a demonstração.

O segundo corolário de Carnot pode ser demonstrado, de maneira análoga, considerando-se dois ciclos reversíveis quaisquer, R_1 e R_2, operando entre os mesmos dois reservatórios. Então, se deixarmos R_1 desempenhar o papel de R e R_2 o papel de I no desenvolvimento anterior, pode ser formado um sistema combinado composto pelos dois ciclos e o reservatório quente que tem que obedecer à Eq. 5.3. Porém, ao aplicar-se a Eq. 5.3 a esse sistema combinado a igualdade é aplicada, porque o sistema é reversível em sua operação. Assim, pode-se concluir que $W_{R1} = W_{R2}$, e, conseqüentemente, $\eta_{R1} = \eta_{R2}$. Os detalhes são deixados como um exercício.

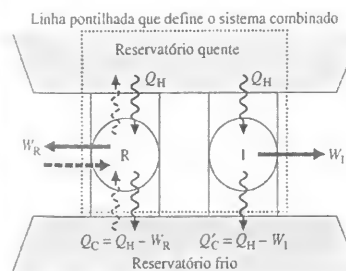



Fig. 5.6 Desenho para demonstrar que um ciclo reversível R é mais eficiente do que um ciclo irreversível I quando ambos operam entre os mesmos dois reservatórios.

sistema percorrendo um ciclo enquanto se comunica termicamente com dois reservatórios térmicos, um quente e o outro frio. As transferências de energia indicadas na figura estão nos sentidos indicados pelas setas. De acordo com o princípio da conservação de energia, o ciclo descarrega a energia Q_H por transferência de calor para o reservatório quente igual à soma da energia Q_C, recebida por transferência de calor do reservatório frio, com a entrada líquida de trabalho. Esse ciclo poderia ser um ciclo de refrigeração ou um ciclo de bomba de calor, dependendo se sua função é remover energia Q_C do reservatório frio ou fornecer energia Q_H para o reservatório quente.

Para um ciclo de refrigeração, o coeficiente de desempenho é

$$\beta = \frac{Q_C}{W_{ciclo}} = \frac{Q_C}{Q_H - Q_C} \tag{5.5}$$

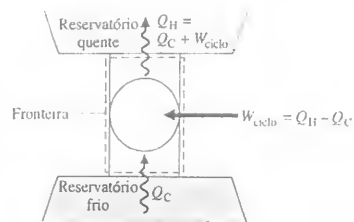



Fig. 5.7 Sistema percorrendo um ciclo de refrigeração ou de bomba de calor enquanto troca energia por transferência de calor com dois reservatórios.

O coeficiente de desempenho para uma bomba de calor é

$$\gamma = \frac{Q_H}{W_{ciclo}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_C} \tag{5.6}$$

Conforme o fornecimento líquido de trabalho W_{ciclo} para o ciclo tende a zero, os coeficientes de desempenho dados pelas Eqs 5.5 e 5.6 aproximam-se de um valor infinito. Se W_{ciclo} fosse identicamente nulo, o sistema da Fig. 5.7 retiraria a energia Q_C do reservatório frio e forneceria a energia Q_C ao reservatório quente, enquanto percorresse um ciclo. Entretanto, esse método de operação violaria o enunciado de Clausius da segunda lei e, portanto, não é permitido. Segue-se que esses coeficientes de desempenho têm que possuir invariavelmente um valor finito. Isso pode ser considerado como outro corolário da segunda lei. Outros corolários são apresentados em seguida

5.7.2 Corolários da Segunda Lei para Ciclos de Refrigeração e Bomba de Calor

Os coeficientes de desempenho teóricos máximos para sistemas que percorrem ciclos de refrigeração e bomba de calor, enquanto se comunicam termicamente com dois reservatórios a temperaturas diferentes, são avaliados na Seção 5.9 no que se refere aos seguintes corolários da segunda lei.

1. O coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração irreversível é sempre menor do que o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração reversível quando cada um opera entre os mesmos dois reservatórios térmicos.
2. Todos os ciclos de refrigeração reversíveis operando entre os mesmos dois reservatórios térmicos possuem o mesmo coeficiente de desempenho.

Substituindo o termo *refrigeração* por *bomba de calor*, obtemos corolários equivalentes para ciclos de bomba de calor.

O primeiro desses corolários está de acordo com as expectativas provenientes da discussão da segunda lei até agora. Para explorar esse fato, considere a Fig. 5.8, que mostra um ciclo de refrigeração reversível R e um ciclo de refrigeração irreversível I operando entre os mesmos dois reservatórios. Cada ciclo retira a mesma quantidade de energia Q_C do reservatório frio. A entrada líquida de trabalho necessária para operar R é W_R, enquanto a entrada líquida de trabalho para I é W_I. Cada ciclo descarrega energia por transferência de calor para o reservatório quente igual à soma de Q_C com a entrada líquida de trabalho. Os sentidos das transferências de energia estão indicados por setas na Fig. 5.8. A presença de irreversibilidades durante a operação de um ciclo de refrigeração exige um preço, como esperado. Se dois refrigeradores trabalhando entre os mesmos reservatórios receberem, cada um, uma transferência idêntica de energia do reservatório frio, Q_C, e um deles executar um ciclo reversível enquanto o outro executa um ciclo irreversível, esperamos que o ciclo irreversível requeira um aporte líquido de trabalho maior e, desse modo, possua um coeficiente de desempenho menor. Com uma simples extensão desse raciocínio segue-se que todos os ciclos de refrigeração reversíveis operando entre os mesmos dois reservatórios possuem o mesmo coeficiente de desempenho. Argumentos similares se aplicam aos enunciados equivalentes para ciclos de bomba de calor.

Esses corolários podem ser formalmente demonstrados utilizando-se o enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei e um procedimento similar ao empregado para os corolários de Carnot. Os detalhes são deixados como um exercício.

$Q_H = Q_C + W_R$ $\quad Q'_H = Q_C + W_I$
Reservatório quente
W_R R I W_I
Reservatório frio
Q_C $\quad Q_C$

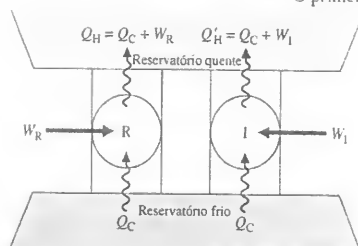



Fig. 5.8 Desenho para demonstrar que um ciclo de refrigeração reversível R possui um coeficiente de desempenho maior do que um ciclo irreversível I quando ambos operam entre os mesmos dois reservatórios.

Energia e Meio Ambiente

Mantas quentes carregadas de poluição do ar envolvem as principais cidades. Telhados que absorvem a luz solar e expansões de pavimento, junto com quase nenhuma folhagem, agem em conjunto com outras características do modo de vida da cidade para elevar as temperaturas urbanas vários graus acima das temperaturas das áreas dos subúrbios adjacentes. A Fig. 5.9 mostra a variação da temperatura da superfície nas proximidades de uma cidade, conforme registrado através de medidas com infravermelho realizadas a partir de vôos rasantes sobre a área. Profissionais da saúde se preocupam com o impacto dessas "ilhas de calor", especialmente com relação aos mais velhos. Paradoxalmente, o ar quente expelido pelos condicionadores de ar que os moradores da cidade usam para manter o ambiente refrigerado também faz com que bairros abafados se tornem até mesmo mais quentes. As irreversibilidades nos condicionadores de ar contribuem para o efeito do aquecimento; esses aparelhos podem responder pelo aumento da temperatura urbana em cerca de 20%. Os veículos e as atividades comerciais também contribuem para esse fato. Planejadores urbanos estão combatendo as "ilhas de calor" de muitas formas, inclusive com o uso de produtos para telhados coloridos e altamente reflexivos e a instalação de jardins de telhado. Os arbustos e as árvores de jardins de telhados absorvem a energia solar, conduzindo, no verão, a temperaturas de telhado significativamente abaixo daquelas de edifícios vizinhos sem jardins de telhado, reduzindo a necessidade de ar condicionado.

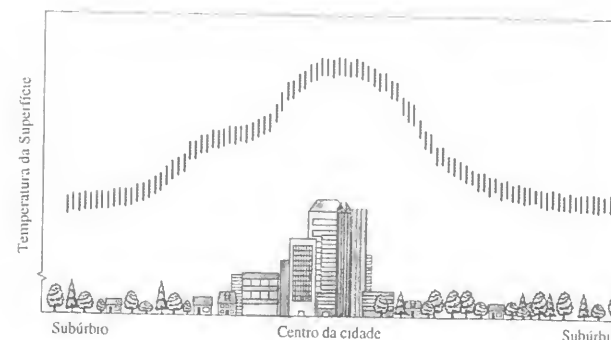



Fig. 5.9 Variação da temperatura da superfície em uma área urbana.

5.8 *As Escalas de Temperatura Kelvin e Internacional*

Os resultados das Seções 5.6 e 5.7 estabelecem limites superiores teóricos para o desempenho de ciclos de potência, refrigeração e bomba de calor que se comunicam termicamente com dois reservatórios. Expressões para a eficiência térmica teórica *máxima* para ciclos de potência e para os coeficientes de desempenho teóricos *máximos* para ciclos de refrigeração e bomba de calor são desenvolvidos na Seção 5.9, utilizando-se a escala de temperatura Kelvin considerada a seguir.

5.8.1 A Escala Kelvin

Do segundo corolário de Carnot sabemos que todos os ciclos de potência operando entre os mesmos dois reservatórios possuem a mesma eficiência térmica, não importando a natureza da substância que compõe o sistema executando o ciclo ou a série de processos. Uma vez que a eficiência é independente desses fatores, o seu valor pode ser relacionado somente à natureza dos reservatórios. Observando que é a diferença na *temperatura* entre os dois reservatórios que fornece o ímpeto para transferência de calor entre eles, e assim para a produção de trabalho durante um ciclo, concluímos que a eficiência depende *somente* das temperaturas dos dois reservatórios.

Da Eq 5.4 também segue que, para tais ciclos de potência reversíveis, a razão entre as transferências de calor Q_C/Q_H depende somente das temperaturas dos reservatórios. Ou seja,

$$\left(\frac{Q_C}{Q_H}\right)_{\substack{ciclo\\rev}} = \psi(\theta_C, \theta_H) \tag{a}$$

onde θ_H e θ_C indicam a temperatura dos reservatórios e a função ψ não está, por ora, especificada. Observe que as palavras "ciclo rev" são adicionadas a essa expressão para enfatizar que ela se aplica apenas a sistemas percorrendo ciclos reversíveis enquanto operam entre dois reservatórios térmicos.

A Eq (a) fornece uma base para a definição de uma escala *termodinâmica* de temperatura: uma escala independente das propriedades de qualquer substância. Há escolhas alternativas para a função ψ que conduzem a esse fim. ***A escala Kelvin*** é obtida fazendo-se uma escolha particularmente simples, a saber, $\psi = T_C/T_H$, onde T é o símbolo usado para indicar temperaturas na escala Kelvin. Com isso, obtemos

escala Kelvin

$$\left(\frac{Q_C}{Q_H}\right)_{\substack{ciclo\\rev}} = \frac{T_C}{T_H} \tag{5.7}$$

Assim, duas temperaturas na escala Kelvin estão na mesma razão que os valores das transferências de calor absorvido e rejeitado, respectivamente, por um sistema percorrendo um ciclo reversível enquanto se comunica termicamente com reservatórios a essas temperaturas.

Se um ciclo de potência reversível fosse operado no sentido oposto como um ciclo de refrigeração ou bomba de calor, as magnitudes das transferências de energia Q_C e Q_H permaneceriam as mesmas, mas as transferências de energia estariam no sentido oposto. Conseqüentemente, a Eq. 5.7 se aplica a cada tipo de ciclo considerado até agora, desde que o sistema percorrendo o ciclo opere entre dois reservatórios térmicos e o ciclo seja reversível.

Tome Nota...

Alguns leitores preferem prosseguir diretamente para a Seção 5.9, onde a Eq. 5.7 é aplicada.

Mais sobre a Escala Kelvin

A Eq. 5.7 fornece apenas uma razão entre temperaturas. Para completar a definição da escala Kelvin é necessário proceder como na Seção 1.7, com a atribuição do valor 273,16 K à temperatura do pon-

to triplo da água. Então, se um ciclo reversível é operado entre um reservatório a 273,16 K e outro reservatório à temperatura T, as duas temperaturas estão relacionadas através de

$$T = 273{,}16\left(\frac{Q}{Q_{pt}}\right)_{\substack{ciclo\\rev}} \tag{5.8}$$

onde Q_{pt} e Q são as transferências de calor entre o ciclo e os reservatórios a 273,16 K e à temperatura T, respectivamente. No caso em questão, a transferência de calor Q desempenha o papel da *propriedade termométrica*. Porém, uma vez que o desempenho de um ciclo irreversível é independente da natureza do sistema que executa o ciclo, a definição de temperatura dada pela Eq. 5.8 não depende de forma alguma das propriedades de qualquer substância ou classe de substâncias.

Na Seção 1.7 observamos que a escala Kelvin tem um zero de 0 K, e temperaturas abaixo dessa não são definidas. Vamos sintetizar esses pontos considerando um ciclo de potência reversível operando entre reservatórios a 273,16 K e a uma temperatura mais baixa T. No que se refere à Eq. 5.8, sabemos que a energia rejeitada do ciclo por transferência de calor Q não seria negativa e, assim, T deve ser não-negativo. A Eq. 5.8 também mostra que, quanto menor o valor de Q, menor o valor de T, e vice-versa. Dessa forma, à medida que Q se aproxima de zero a temperatura T se aproxima de zero. Pode-se concluir que uma temperatura de zero grau na escala Kelvin é a menor temperatura concebível. Essa temperatura é chamada de zero *absoluto*, e a escala Kelvin é chamada de *escala absoluta de temperatura*.

Quando valores numéricos de temperatura termodinâmica tiverem que ser determinados não será possível utilizar ciclos reversíveis, já que estes só existem em nossa imaginação. Porém, as temperaturas avaliadas utilizando-se o termômetro de gás a volume constante apresentado na Seção 5.8.2 são idênticas àquelas da escala Kelvin na faixa de temperaturas em que o termômetro de gás pode ser usado. Outras abordagens empíricas podem ser empregadas para temperaturas acima e abaixo da faixa acessível à termometria a gás. A escala Kelvin fornece uma definição contínua de temperatura válida em todas as faixas e fornece uma conexão essencial entre as várias medidas empíricas de temperatura.

5.8.2 O Termômetro de Gás

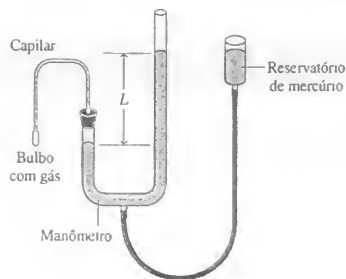



Fig. 5.10 Termômetro de gás a volume constante.

O termômetro de gás a volume constante mostrado na Fig. 5.10 é tão excepcional em termos de precisão e acurácia que foi adotado internacionalmente como o instrumento-padrão para se calibrar outros termômetros. A *substância termométrica* é o gás (normalmente hidrogênio ou hélio), e a *propriedade termométrica* é a pressão exercida pelo gás. Como ilustrado na figura, o gás está contido em um bulbo, e a pressão exercida por ele é medida por um manômetro de mercúrio de tubo aberto. Conforme a temperatura aumenta, o gás se expande, forçando a subida do mercúrio no tubo aberto. O gás é mantido em volume constante deslocando-se o reservatório para cima ou para baixo. O termômetro de gás é usado mundialmente como um padrão por órgãos de normatização e laboratórios de pesquisa. Entretanto, devido ao fato de os termômetros de gás necessitarem de equipamentos elaborados e por serem dispositivos grandes, que respondem lentamente e demandam procedimentos experimentais tediosos, termômetros menores e que respondem mais rapidamente são usados para a maioria das medições de temperaturas, sendo calibrados (direta ou indiretamente) por comparação a termômetros de gás. Para discussão adicional sobre termometria a gás, veja o boxe.

Medindo a Temperatura com o Termômetro de Gás — A Escala de Gás

É instrutivo considerar como valores numéricos estão associados aos níveis de temperatura no termômetro de gás apresentado na Fig. 5.10. Seja p a pressão em um termômetro de gás a volume constante em equilíbrio térmico com um banho. Um valor pode ser designado para a temperatura do banho de uma maneira muito simples pela relação linear

$$T = \alpha p \tag{a}$$

onde α é uma constante arbitrária.

O valor de α é determinado inserindo-se o termômetro em um outro banho mantido no ponto triplo da água e medindo-se a pressão, designada por p_{pt}, do gás confinado na temperatura do ponto triplo, 273,16 K. Substituindo-se os valores na Eq. (a) e resolvendo para α

$$\alpha = \frac{273{,}16}{p_{pt}}$$

Inserindo essa relação na Eq. (a), a temperatura do banho original, na qual a pressão do gás confinado é p, é então

$$T = 273{,}16\left(\frac{p}{p_{pt}}\right) \tag{b}$$

Entretanto, uma vez que os valores de ambas as pressões, p e p_{pt}, dependem *em parte* da quantidade de gás no bulbo, o valor indicado pela Eq. (b) para a temperatura do banho varia com a quantidade de gás no termômetro. Essa dificuldade é contornada na termometria de precisão repetindo-se as medidas (no banho original e no banho de referência) várias vezes e com uma quantidade menor de gás no bulbo em cada tentativa subsequente. Para cada tentativa, a razão p/p_{pt} é calculada pela Eq. (b) e plotada *versus* a pressão p_{pt} de referência correspondente do gás na temperatura do ponto triplo. Quando vários desses pontos são plotados, a curva resultante é extrapolada para a ordenada, onde $p_{pt} = 0$. Isso é ilustrado na Fig. 5.11 para termômetros de volume constante para uma série de gases distintos.

Fig. 5.11 Leituras de termômetro de gás a volume constante, quando vários gases são utilizados.

A inspeção da Fig. 5.11 mostra que para cada valor não-nulo da pressão de referência os valores de p/p_{pt} mudam com o gás empregado no termômetro. No entanto, conforme a pressão decresce os valores de p/p_{pt} dos termômetros com gases distintos se aproximam, e no limite, quando a pressão tende a zero, *o mesmo valor de* p/p_{pt} *é obtido para cada gás*. Baseada nesses resultados gerais, a *escala de temperatura de gás* é definida pela relação

$$T = 273{,}16 \lim \frac{p}{p_{pt}} \tag{c}$$

onde "lim" significa que ambos, p e p_{pt}, tendem a zero. Deve ser evidente que a determinação das temperaturas por esse procedimento demanda procedimentos experimentais extremamente cuidadosos e elaborados.

Muito embora a escala de temperatura da Eq. (c) seja independente das propriedades de um certo gás, ela ainda depende das propriedades dos gases em geral. Dessa maneira, a medição de baixas temperaturas demanda um gás que não se condense nessas temperaturas, e isso impõe um limite ao intervalo de temperaturas que podem ser medidas por um termômetro de gás. A menor temperatura que pode ser medida por tal instrumento é cerca de 1 K, obtida com hélio. Em altas temperaturas os gases se dissociam, e assim essas temperaturas também não podem ser determinadas por um termômetro de gás. Outros meios empíricos, que utilizam as propriedades de outras substâncias, devem ser empregados para a medição de temperatura em que o termômetro de gás é inadequado. Para uma discussão mais profunda, veja a Seção 5.8.3.

5.8.3 Escala Internacional de Temperatura

De forma a fornecer um padrão para a medição de temperatura levando em conta tanto considerações teóricas quanto práticas, a Escala Internacional de Temperatura (ITS) foi adotada em 1927. Essa escala tem sido aprimorada e aumentada ao longo de diversas revisões, a mais recente em 1990. *A Escala Internacional de Temperatura de 1990 (ITS-90)* é definida de tal modo que a temperatura nela medida condiz com a temperatura termodinâmica, cuja unidade é o kelvin, até os limites de precisão das medições alcançáveis em 1990. A ITS-90 é baseada nos valores de temperatura atribuídos a vários *pontos fixos* reproduzíveis (Tabela 5.1). A interpolação entre as temperaturas dos pontos fixos é efetuada por fórmulas que fornecem a relação entre as leituras de instrumentos-padrão e os valores da ITS. Na faixa entre 0,65 e 5,0 K, a ITS-90 é definida por equações que fornecem a temperatura como funções das pressões de vapor de isótopos particulares de hélio. A faixa entre 3,0 e 24,5561 K é baseada em medições utilizando-se um termômetro de gás hélio a volume constante. Na faixa entre 13,8033 e 1234,93 K, a ITS-90 é definida por intermédio de termômetros de resistência de platina. Acima de 1234,9 K a temperatura é definida utilizando-se a *equação de Planck para radiação de corpo negro* e medições da intensidade de radiação no espectro visível.

5.9 Medidas de Desempenho Máximo para Ciclos Operando entre Dois Reservatórios

A discussão continua nesta seção com o desenvolvimento de expressões para a eficiência térmica máxima dos ciclos de potência e para os coeficientes de desempenho máximos dos ciclos de refrigeração e bomba de calor em termos das temperaturas dos reservatórios avaliadas na escala Kelvin. Essas expressões podem ser usadas como padrão de comparação para ciclos reais de potência, refrigeração e bomba de calor.

Definindo os Pontos Fixos da Escala Internacional de Temperatura de 1990

T (K)	Substância[a]	Estado[b]
3 a 5	He	Ponto de pressão de vapor
13,8033	e-H_2	Ponto triplo
17	e-H_2	Ponto de pressão de vapor
20,3	e-H_2	Ponto de pressão de vapor
24,5561	Ne	Ponto triplo
54,3584	O	Ponto triplo
83,8058	Ar	Ponto triplo
234,3156	Hg	Ponto triplo
273,16	H_2O	Ponto triplo
302,9146	Ga	Ponto de fusão
429,7485	In	Ponto de congelamento
505,078	Sn	Ponto de congelamento
692,677	Zn	Ponto de congelamento
933,473	Al	Ponto de congelamento
1234,93	Ag	Ponto de congelamento
1337,33	Au	Ponto de congelamento
1357,77	Cu	Ponto de congelamento

[a]He denota ^3He ou ^4He; e-H_2 é hidrogênio na concentração de equilíbrio das formas orto e paramolecular

[b]Ponto triplo: temperatura na qual as fases sólida, líquida e vapor estão em equilíbrio. Ponto de fusão, ponto de congelamento: temperatura, a uma pressão de 101,325 kPa, na qual as fases sólida e líquida estão em equilíbrio

Fonte: H. Preston-Thomas, "The International Temperature Scale of 1990 (ITS-90)," *Metrologia* 27, 3-10 (1990). Veja também www.ITS-90.com.

5.9.1 Ciclos de Potência

A substituição da Eq. 5.7 na Eq. 5.4 resulta em uma expressão para a eficiência térmica de um sistema que percorre um *ciclo de potência* reversível enquanto opera entre reservatórios térmicos às temperaturas T_H e T_C. Ou seja,

$$\eta_{max} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \tag{5.9}$$

eficiência de Carnot

que é conhecida como ***eficiência de Carnot***. Como as temperaturas na escala Rankine diferem das temperaturas em Kelvin apenas por um fator de 1,8, os T na Eq. 5.9 podem ser em qualquer uma dessas escalas de temperatura.

Recordando-se dos dois corolários de Carnot, deve ficar evidente que a eficiência dada pela Eq. 5.9 é a eficiência térmica de *todos* os ciclos de potência reversíveis operando entre dois reservatórios às temperaturas T_H e T_C, e a eficiência *máxima* que *qualquer* ciclo de potência pode ter enquanto operar entre os dois reservatórios. Por inspeção, o valor da eficiência de Carnot aumenta à medida que T_H aumenta e/ou T_C diminui.

A Eq. 5.9 é apresentada graficamente na Fig. 5.12. A temperatura T_C usada na construção da figura é de 298 K em reconhecimento ao fato de que ciclos de potência reais acabam por descarregar energia por transferência de calor quase na mesma temperatura da atmosfera local ou da água de resfriamento retirada de um rio ou lago nas proximidades. Note que a possibilidade de aumentar-se a eficiência térmica através da redução de T_C para abaixo da temperatura do meio ambiente não é prática, já que para manter T_C abaixo da temperatura ambiente seria preciso um refrigerador que consumiria trabalho para operar.

Fig. 5.12 Eficiência de Carnot *versus* T_H, para T_C = 298 K

A Fig. 5.12 mostra que a eficiência térmica aumenta com T_H. Referindo-nos ao segmento a-b da curva, onde T_H e η são relativamente pequenos, podemos observar que η aumenta rapidamente à medida que T_H aumenta, mostrando que nessa faixa mesmo um aumento pequeno em T_H pode ter um efeito grande na eficiência. Embora essas conclusões, obtidas a partir da Fig. 5.12, apliquem-se estritamente apenas a sistemas percorrendo ciclos reversíveis, elas estão qualitativamente corretas para ciclos de potência reais. Observa-se que as eficiências térmicas dos ciclos reais aumentam à medida que a temperatura *média* na qual a energia é adicionada por transferência de calor aumenta e/ou a temperatura *média* na qual a energia é descarregada por transferência de calor diminui. Entretanto, maximizar a eficiência térmica de um ciclo de potência [illegible] mais importante.

Os ciclos convencionais de produção de potência possuem eficiência térmica variando até cerca de 40%. Esse valor pode parecer baixo, mas a comparação deveria ser feita com um valor limite apropriado e não 100%. ➡ **POR EXEMPLO...** considere um sistema que realiza um ciclo de potência para o qual a temperatura média de adição de calor é 745 K e a temperatura média na qual o calor é descarregado é 298 K. Para um ciclo reversível recebendo e descarregando energia por transferência de calor nessas temperaturas, a eficiência térmica dada pela Eq. 5.9 é de 60%. Quando comparada a esse valor, uma eficiência térmica real de 40% não parece ser tão baixa. O ciclo estaria operando a dois terços do máximo teórico. ⬅

No próximo exemplo avaliaremos a reivindicação de um inventor sobre o desempenho de um ciclo de potência, ilustrando o uso dos corolários de Carnot (Seção 5.6.2) e da eficiência de Carnot, Eq. 5.9.

Exemplo 5.1 AVALIANDO UMA AFIRMATIVA SOBRE O DESEMPENHO DE UM CICLO DE POTÊNCIA

Um inventor alega ter desenvolvido um ciclo de potência capaz de fornecer uma saída líquida de trabalho de 410 kJ por meio de uma entrada de energia por transferência de calor de 1000 kJ. O sistema percorrendo o ciclo recebe a transferência de calor de gases quentes à temperatura de 500 K e descarrega energia por transferência de calor para a atmosfera a 300 K. Avalie essa afirmação.

Solução

Dado: um sistema opera em um ciclo e produz uma quantidade líquida de trabalho enquanto recebe e descarrega energia por transferência de calor a temperaturas fixas.

Pede-se: avalie a afirmação de que o ciclo pode desenvolver 410 kJ de trabalho através de uma entrada de energia por calor de 1000 kJ.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E5.1

Modelo de Engenharia:

1. O sistema mostrado na figura corresponde executa um ciclo de potência.
2. Os gases quentes e a atmosfera exercem o papel dos reservatórios quente e frio, respectivamente.

Análise: usando os valores fornecidos pelo inventor, a eficiência térmica do ciclo é

$$\eta = \frac{410 \text{ kJ}}{1000 \text{ kJ}} = 0{,}41 \, (41\%)$$

A eficiência térmica máxima que *qualquer* ciclo de potência pode ter enquanto opera entre reservatórios a T_H = 500 K e T_C = 300 K é dada pela Eq. 5.9.

① $$\eta_{max} = 1 - \frac{T_C}{T_H} = 1 - \frac{300 \text{ K}}{500 \text{ K}} = 0{,}40 \, (40\%)$$

Os corolários de Carnot fornecem a base para avaliar a afirmação: como a eficiência térmica do ciclo real excede o valor teórico máximo, a afirmação não pode ser válida.

① As temperaturas T_C e T_H utilizadas na avaliação de η_{max} *devem* ser em K ou °R.

Teste-Relâmpago

Considerando que o ciclo recebe uma transferência de calor de um gás quente a 600 K enquanto todos os outros dados permanecem inalterados, avalie a afirmativa do inventor.

Resposta: A afirmação está de acordo com a segunda lei.

5.9.2 Ciclos de Refrigeração e Bomba de Calor

A Eq. 5.7 também é aplicável a ciclos de refrigeração e bomba de calor reversíveis operando entre dois reservatórios térmicos, mas, para esses, Q_C representa o calor adicionado ao ciclo através do reservatório frio à temperatura T_C na escala Kelvin e Q_H é o calor descarregado para o reservatório quente à temperatura T_H. Introduzindo a Eq. 5.7 na Eq. 5.5, resulta a seguinte expressão para o coeficiente de desempenho de qualquer sistema que percorre um ciclo de refrigeração reversível enquanto opera entre os dois reservatórios

$$\beta_{máx} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \tag{5.10}$$

De forma similar, a substituição da Eq. 5.7 na Eq. 5.6 fornece a seguinte expressão para o coeficiente de desempenho de qualquer sistema que percorre um ciclo de bomba de calor reversível enquanto opera entre os dois reservatórios

$$\gamma_{máx} = \frac{T_H}{T_H - T_C} \tag{5.11}$$

Observe que as temperaturas usadas para avaliar $\beta_{máx}$ e $\gamma_{máx}$ devem ser temperaturas absolutas na escala Kelvin ou Rankine.

Da discussão da Seção 5.7.2 segue-se que as Eqs. 5.10 e 5.11 são os coeficientes de desempenho máximos que quaisquer ciclos de refrigeração e bomba de calor podem possuir enquanto operarem entre os reservatórios às temperaturas T_H e T_C. Como no caso da eficiência de Carnot, essas expressões podem ser usadas como padrão de comparação para refrigeradores e bombas de calor reais.

No próximo exemplo avaliaremos o coeficiente de desempenho de um refrigerador, comparando-o ao valor teórico máximo e ilustrando o uso dos corolários da segunda lei da Seção 5.7.2 junto com a Eq. 5.10.

Exemplo 5.2 AVALIANDO O DESEMPENHO DE UM REFRIGERADOR

Pela circulação em regime permanente de um refrigerante a baixa temperatura através de passagens nas paredes do compartimento do congelador um refrigerador mantém o compartimento do congelador a −5°C quando a temperatura do ar circundando o refrigerador está a 22°C. A taxa de transferência de calor entre o compartimento do congelador e o refrigerante é de 8000 kJ/h, e a potência de entrada necessária para operar o refrigerador é de 3200 kJ/h. Determine o coeficiente de desempenho do refrigerador e compare com o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração reversível operando entre reservatórios às mesmas temperaturas.

Solução

Dado: um refrigerador mantém o compartimento do congelador a uma temperatura especificada. A taxa de transferência de calor do espaço refrigerado, a potência de entrada para operar o refrigerador e a temperatura ambiente são conhecidas.

Pede-se: determine o coeficiente de desempenho e compare com aquele de um refrigerador reversível operando entre reservatórios às mesmas duas temperaturas.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

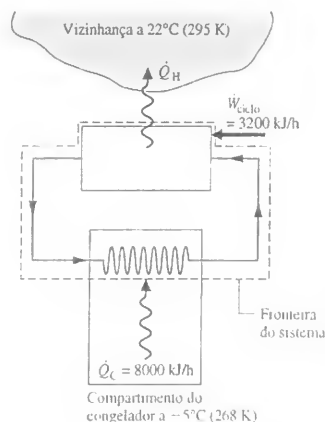



Fig. E5.2

Modelo de Engenharia:

1. O sistema mostrado na figura correspondente está em regime permanente.
2. O compartimento do congelador e o ar à sua volta exercem o papel dos reservatórios frio e quente, respectivamente.

Análise: inserindo na Eq. 5.5 os dados de operação fornecidos, o coeficiente de desempenho do refrigerador é

$$\beta = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_{ciclo}} = \frac{8000 \text{ kJ/h}}{3200 \text{ kJ/h}} = 2{,}5$$

A substituição de valores na Eq. 5.10 fornece o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração reversível operando entre reservatórios a T_C = 268 K e T_H = 295 K

❶ $$\beta_{máx} = \frac{T_C}{T_H - T_C} = \frac{268 \text{ K}}{295 \text{ K} - 268 \text{ K}} = 9{,}9$$

❷ De acordo com os corolários da Seção 5.7.2, o coeficiente de desempenho do refrigerador é menor do que para um ciclo de refrigeração reversível operando entre reservatórios às mesmas duas temperaturas.

❶ As temperaturas T_C e T_H utilizadas na avaliação de $\beta_{máx}$ *devem* ser em K ou °R.

❷ A diferença entre os coeficientes de desempenho real e máximo sugere que pode haver alguma possibilidade de melhorar o desempenho termodinâmico. Contudo, o objetivo deve ser estudado com cuidado, pois uma melhora no desempenho pode requerer aumentos no tamanho, na complexidade e no custo.

Teste-Relâmpago

Um inventor alega que a potência necessária para operar o refrigerador pode ser reduzida de 800 kJ/h enquanto todos os outros dados permanecem inalterados. Avalie essa afirmativa utilizando a segunda lei.

Resposta: β = 10. A afirmativa é inválida.

No Exemplo 5.3 determinamos o aporte de trabalho teórico mínimo e o custo de um dia de operação de uma bomba de calor elétrica, ilustrando o uso dos corolários da segunda lei da Seção 5.7.2 junto com a Eq. 5.11.

Exemplo 5.3 AVALIANDO O DESEMPENHO DE UMA BOMBA DE CALOR

Uma residência requer 6 × 10⁵ Btu por dia (6,3 × 10⁵ kJ por dia) para manter sua temperatura em 70°F (21,1°C) quando a temperatura externa é 32°F (0°C). (a) Se uma bomba de calor elétrica é usada para suprir essa energia, determine o fornecimento de trabalho teórico mínimo para um dia de operação, em Btu/dia. (b) Estimando a eletricidade em 8 centavos por kW · h, determine o custo teórico mínimo para operar a bomba de calor, em $/dia.

Solução

Dado: uma bomba de calor mantém uma residência a uma temperatura especificada. A energia fornecida para a residência, a temperatura ambiente e o custo unitário da eletricidade são conhecidos.

Pede-se: determine o trabalho teórico *mínimo* requerido pela bomba de calor e o custo da eletricidade correspondente.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

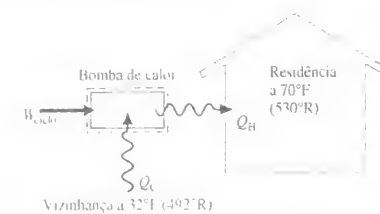



Fig. E5.3

Modelo de Engenharia:

1. O sistema mostrado na figura correspondente executa um ciclo de bomba de calor.
2. A residência e o ar exterior exercem o papel dos reservatórios quente e frio, respectivamente.
3. O valor da eletricidade é de 8 centavos por kW · h.

Análise:

(a) Usando a Eq. 5.6, o trabalho de qualquer ciclo de bomba de calor pode ser expresso por $W_{ciclo} = Q_H/\gamma$. O coeficiente de desempenho γ de uma bomba de calor real é menor ou igual ao coeficiente de desempenho $\gamma_{máx}$ de um ciclo de bomba de calor reversível quando ambos operam entre os mesmos dois reservatórios: $\gamma \leq \gamma_{máx}$. Desse modo, para um dado valor de Q_H e usando a Eq. 5.11 para avaliar $\gamma_{máx}$, obtemos

$$W_{ciclo} \geq \frac{Q_H}{\gamma_{máx}}$$

$$\geq \left(1 - \frac{T_C}{T_H}\right) Q_H$$

Inserindo os valores

❶
$$W_{ciclo} \geq \left(1 - \frac{492°R}{530°R}\right)\left(6 \times 10^5 \frac{Btu}{dia}\right) = 4{,}3 \times 10^4 \frac{Btu}{dia}$$

O fornecimento de trabalho teórico *mínimo* é de $4{,}3 \times 10^4$ Btu/dia.

(b) Usando o resultado da parte (a) junto com o custo fornecido e um fator de conversão apropriado

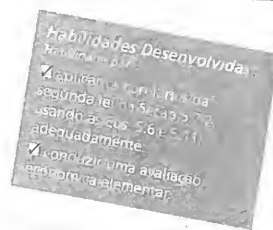
❷
$$\begin{bmatrix}\text{custo mínimo}\\ \text{teórico por dia}\end{bmatrix} = \left(4{,}3 \times 10^4 \frac{Btu}{dia}\left|\frac{1\ kW \cdot h}{3413\ Btu}\right|\right)\left(0{,}08 \frac{\$}{kW \cdot h}\right) = 1{,}01 \frac{\$}{dia}$$

❶ Observe que as temperaturas T_C e T_H *devem* ser em K ou °R.

❷ Devido às irreversibilidades, deve-se fornecer mais trabalho do que o mínimo a uma bomba de calor real para produzir o mesmo efeito de aquecimento. O custo diário real poderia ser substancialmente maior do que o custo teórico mínimo.

Teste-Relâmpago

Considerando que o custo de eletricidade é de 10 centavos por kW · h, determine o custo teórico mínimo para operar a bomba de calor, em \$/dia, mantendo todos os outros dados inalterados.

Resposta: \$1,26/dia.

5.10 Ciclo de Carnot

Ciclo de Carnot

O ciclo de Carnot, apresentado nessa seção, fornece exemplos específicos de ciclos reversíveis operando entre dois reservatórios térmicos. Outros exemplos são apresentados no Cap. 9: os ciclos de Ericsson e Stirling. Em um ***ciclo de Carnot*** o sistema que está executando o ciclo passa por uma série de quatro processos internamente reversíveis: dois processos adiabáticos alternados com dois processos isotérmicos.

5.10.1 Ciclo de Potência de Carnot

A Fig. 5.13 mostra o diagrama p–v de um ciclo de potência de Carnot no qual o sistema é um gás em um conjunto cilindro–pistão. A Fig. 5.14 fornece detalhes de como o ciclo é executado. As paredes do pistão e do cilindro são não-condutoras. As transferências de calor ocorrem nos sentidos das setas. Observe também que existem dois reservatórios às temperaturas T_H e T_C, respectivamente, e um apoio isolado. Inicialmente, o conjunto cilindro-pistão está sobre o apoio isolado e o sistema está no estado 1, onde a temperatura é T_C. Os quatro processos do ciclo são

Processo 1-2: o gás é comprimido *adiabaticamente* até o estado 2, onde a temperatura é T_H.

Processo 2-3: o conjunto é colocado em contato com o reservatório a T_H. O gás se expande *isotermicamente* enquanto recebe a energia Q_H do reservatório quente por transferência de calor.

Processo 3-4: o conjunto é colocado novamente sobre o apoio isolado e o gás continua a se expandir *adiabaticamente* até a temperatura cair para T_C.

Processo 4-1: o conjunto é colocado em contato com o reservatório a T_C. O gás é comprimido *isotermicamente* até o seu estado inicial enquanto descarrega a energia Q_C para o reservatório frio por transferência de calor.

Fig. 5.13 Diagrama p–v para um ciclo de potência de Carnot realizado por um gás

Para que a transferência de calor durante o Processo 2-3 seja reversível, a diferença entre a temperatura do gás e a temperatura do reservatório quente deve ser infinitamente pequena. Como a temperatura do reservatório permanece constante, isso implica que a temperatura do gás também permanece constante durante o Processo 2-3. O mesmo pode ser concluído para a temperatura do gás durante o Processo 4-1.

Para cada um dos quatro processos internamente reversíveis do ciclo de Carnot o trabalho pode ser representado como uma área na Fig. 5.13. A área sob a linha do processo adiabático 1-2 representa o trabalho realizado por unidade de massa para comprimir o gás nesse processo. As áreas sob as linhas dos Processos 2-3 e 3-4 representam o trabalho realizado por unidade de massa pelo gás à medida que ele se expande nesses processos. A área sob a linha do Processo 4-1 é o trabalho realizado por unidade de massa para comprimir o gás nesse processo. A área delimitada pelas linhas no diagrama p–v, mostrada em sombreado, é o trabalho líquido desenvolvido pelo ciclo por unidade de massa. A eficiência térmica desse ciclo é dada pela Eq. 5.9.

O ciclo de Carnot não se limita aos processos de sistema fechado que ocorrem em um conjunto cilindro-pistão. A Fig. 5.15 mostra o esquema e o diagrama p–v correspondente para um ciclo de Carnot executado por água circulando em regime permanente através de uma série de quatro componentes interligados que possui características em comum com uma instalação de potência a vapor simples mostrada na Fig. 4.16. À medida que a água flui através da caldeira, uma *mudança de fase* de líquido para vapor na temperatura constante T_H ocorre como resultado da transferência de calor do reservatório quente. Uma vez que a temperatura permanece constante, a pressão também

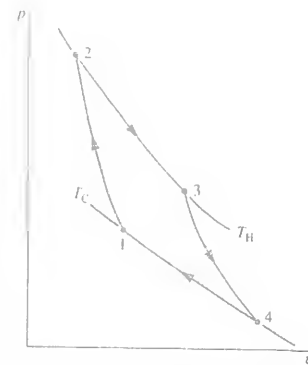
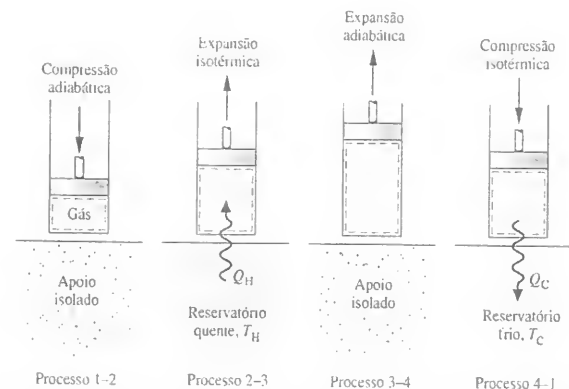



Fig. 5.14 Ciclo de potência de Carnot executado por um gás em um conjunto cilindro–pistão.

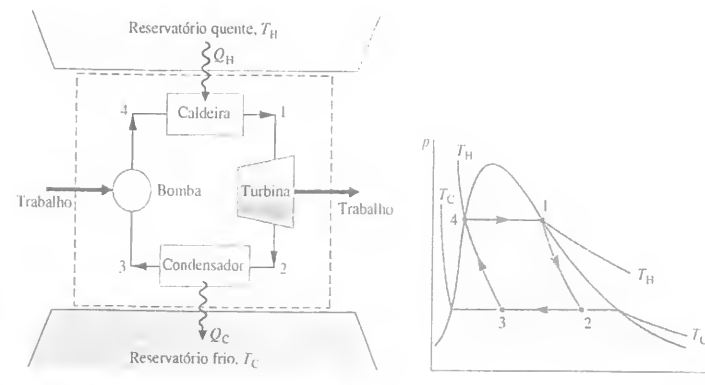



Fig. 5.15 Ciclo de potência a vapor de Carnot

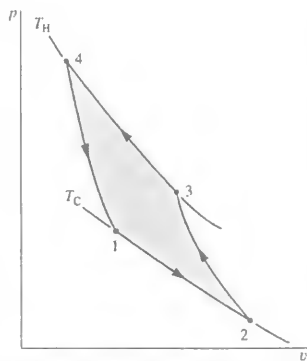



Fig. 5.16 Diagrama p–v para um ciclo de refrigeração ou bomba de calor de Carnot realizado por um gás.

permanece constante durante a mudança de fase. O vapor d'água que deixa a caldeira se expande adiabaticamente através da turbina, e o trabalho é desenvolvido. Nesse processo, a temperatura decresce até a temperatura do reservatório frio, T_C, e ocorre um decréscimo correspondente na pressão. À medida que o vapor d'água passa através do condensador ocorre uma transferência de calor para o reservatório frio, e parte do vapor d'água condensa à temperatura constante T_C. Como a temperatura permanece constante, a pressão também permanece constante enquanto a água passa através do condensador. O quarto componente é uma bomba, ou compressor, que recebe uma mistura bifásica de líquido–vapor do condensador e a retorna adiabaticamente ao estado na entrada da caldeira. Durante esse processo, que requer fornecimento de trabalho para elevar a pressão, a temperatura aumenta de T_C para T_H. A eficiência térmica desse ciclo também é dada pela Eq. 5.9.

5.10.2 Ciclos de Refrigeração e Bomba de Calor de Carnot

Se um ciclo de potência de Carnot for operado no sentido oposto, as magnitudes de todas as transferências de energia permanecem as mesmas, mas as transferências de energia estarão dirigidas de forma oposta. Tal ciclo pode ser considerado um ciclo de refrigeração ou bomba de calor reversível, para o qual os coeficientes de desempenho são dados pelas Eqs. 5.10 e 5.11, respectivamente. Um ciclo de refrigeração ou bomba de calor de Carnot executado por um gás em um conjunto cilindro–pistão é mostrado na Fig. 5.16. O ciclo consiste nos seguintes quatro processos em série:

Processo 1-2: o gás se expande *isotermicamente* a T_C enquanto *recebe* a energia Q_C do reservatório frio por transferência de calor.
Processo 2-3: o gás é comprimido *adiabaticamente* até a sua temperatura atingir T_H.
Processo 3-4: o gás é comprimido *isotermicamente* a T_H enquanto *descarrega* a energia Q_H no reservatório quente por transferência de calor.
Processo 4-1: o gás se expande *adiabaticamente* até a sua temperatura decrescer para T_C.

Um efeito de refrigeração ou bomba de calor pode ser realizado em um ciclo somente se uma quantidade líquida de trabalho for fornecida ao sistema que executa o ciclo. No caso do ciclo mostrado na Fig. 5.16 a área sombreada representa a entrada de trabalho líquido por unidade de massa.

5.10.3 Resumo do Ciclo de Carnot

Além das configurações previamente discutidas, os ciclos de Carnot também podem ser enxergados como ciclos compostos de processos nos quais um capacitor é carregado e descarregado, uma substância paramagnética é magnetizada e desmagnetizada, e assim por diante. Contudo, não importa o tipo de dispositivo ou a substância de trabalho utilizada,

1. o ciclo de Carnot *sempre* possui os mesmos quatro processos internamente reversíveis: dois processos adiabáticos alternados com dois processos isotérmicos.
2. a eficiência térmica do ciclo de potência de Carnot é *sempre* dada pela Eq. 5.9 em termos das temperaturas avaliadas na escala Kelvin ou Rankine.
3. os coeficientes de desempenho dos ciclos de refrigeração e bomba de calor de Carnot são *sempre* dados pelas Eqs. 5.10 e 5.11, respectivamente, em termos das temperaturas avaliadas na escala Kelvin ou Rankine.

5.11 A Desigualdade de Clausius

Os corolários da segunda lei desenvolvidos até agora neste capítulo são para sistemas submetidos a ciclos enquanto termicamente conectados a *um* ou *dois* reservatórios de energia térmica. Na presente seção é apresentado um corolário da segunda lei, conhecido como *desigualdade de Clausius*, que é aplicável a *qualquer* ciclo a despeito do corpo, ou corpos, a partir dos quais o ciclo recebe energia através de transferência de calor ou para os quais o ciclo rejeita energia por meio de transferência de calor. A desigualdade de Clausius fornece a base para o desenvolvimento adicional relativo à entropia apresentado no Capítulo 6, a geração de entropia e o balanço de entropia introduzidos na Seção 5.2.3.

A *desigualdade de Clausius* estabelece que para qualquer ciclo termodinâmico

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b \leq 0 \tag{5.12}$$

onde δQ representa a quantidade de calor transferido em uma parcela da fronteira do sistema durante uma parte do ciclo, e T é a temperatura absoluta nessa parcela da fronteira. O subscrito "b" serve como um lembrete de que o integrando é avaliado na fronteira do sistema que executa o ciclo. O símbolo $\oint$ indica que a integral deve ser avaliada sobre todo o contorno e sobre a totalidade

do ciclo. A igualdade e a desigualdade têm a mesma interpretação do enunciado de Kelvin–Planck: a igualdade é válida quando não ocorrem irreversibilidades internas conforme o ciclo executa o ciclo, e a desigualdade é válida quando irreversibilidades estão presentes. A desigualdade de Clausius pode ser demonstrada a partir do enunciado de Kelvin–Planck para a segunda lei. Veja o boxe para detalhes.

A ***desigualdade de Clausius*** pode ser expressa de forma equivalente como

desigualdade de Clausius

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b = -\sigma_{ciclo} \tag{5.13}$$

onde σ_{ciclo} pode ser associado à "intensidade" da desigualdade. O valor de σ_{ciclo} é positivo quando irreversibilidades internas estão presentes, zero quando irreversibilidades internas não estão presentes e nunca pode ser negativo. Em resumo, a natureza de um ciclo executado por um sistema é indicada pelo valor de σ_{ciclo} conforme descrito a seguir:

$$\begin{aligned} \sigma_{ciclo} &= 0 \quad \text{ausência de irreversibilidades no sistema} \\ \sigma_{ciclo} &> 0 \quad \text{presença de irreversibilidades no sistema} \\ \sigma_{ciclo} &< 0 \quad \text{impossível} \end{aligned} \tag{5.14}$$

Conseqüentemente, σ_{ciclo} é uma medida dos efeitos das irreversibilidades presentes no sistema que executa um ciclo. Esse ponto será mais aprofundado na Seção 6.7, onde σ_{ciclo} é identificada como a *entropia produzida* (ou *gerada*) por irreversibilidades internas durante o ciclo.

Desenvolvendo a Desigualdade de Clausius

A desigualdade de Clausius pode ser demonstrada utilizando o arranjo da Fig. 5.17. Um sistema recebe energia δQ em um local de sua fronteira, onde a temperatura absoluta é T, enquanto o sistema realiza o trabalho δW. Mantendo-se a convenção de sinal para o calor transferido, a expressão *recebe a energia* δQ inclui a possibilidade de transferência de calor *a partir do* sistema. A energia δQ é recebida de (ou absorvida por) um reservatório térmico a T_{res}. Para garantir que nenhuma irreversibilidade seja introduzida como resultado da transferência de calor entre o reservatório e o sistema, considere que essa transferência é realizada através de um sistema intermediário que passa por um ciclo sem qualquer tipo de irreversibilidade. O ciclo recebe a quantidade de energia $\delta Q'$ do reservatório e fornece δQ para o sistema enquanto produz uma quantidade de trabalho $\delta W'$. A partir da definição da escala Kelvin (Eq. 5.7), temos a seguinte relação entre as transferências de calor e as temperaturas:

$$\frac{\delta Q'}{T_{res}} = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b \tag{a}$$

À medida que a temperatura pode variar, diversos desses ciclos reversíveis podem ser necessários.

Considere a seguir o sistema combinado mostrado pela linha pontilhada na Fig. 5.17. Um balanço de energia para o sistema combinado é

$$dE_C = \delta Q' - \delta W_C$$

onde δW_C é o trabalho total do sistema combinado, a soma de δW e $\delta W'$, e dE_C denota a variação de energia do sistema combinado. Resolvendo o balanço de energia para dW_C e utilizando a Eq. (a) para eliminar $\delta Q'$ da expressão obtida, temos

$$\delta W_C = T_{res}\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b - dE_C$$

Deixemos o sistema percorrer um único ciclo enquanto o sistema intermediário percorre um ou mais ciclos. O trabalho total do ciclo combinado é

$$W_C = \oint T_{res}\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b - \cancelto{0}{\oint dE_C} = T_{res}\oint\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b \tag{b}$$

Como a temperatura do reservatório é constante, T_{res} pode ser extraída da integral. O termo envolvendo a energia do sistema combinado se anula, já que a variação de energia para qualquer ciclo é zero. O sistema combinado opera em um ciclo, pois suas partes executam ciclos. Uma vez que o sistema combinado é submetido a um ciclo e troca energia por transferência de calor com um único reservatório, a Eq. 5.3, que expressa o enunciado de Kelvin–Planck da segunda lei, deve ser satisfeita. Com isso, a Eq. (b) se reduz à Eq. 5.12, onde a igualdade vale

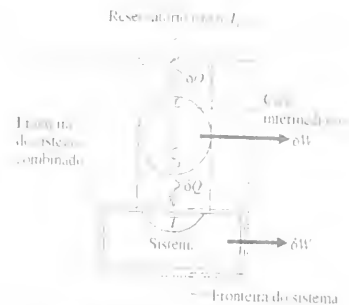



Fig 5.17 Ilustração usada para o desenvolvimento da desigualdade de Clausius.

quando *não existem irreversibilidades no interior do sistema* à medida que este executa o ciclo, e a desigualdade é válida quando *irreversibilidades internas estão presentes*. Essa interpretação na verdade se relaciona à combinação do sistema com o ciclo intermediário. Entretanto, o ciclo intermediário é considerado livre de irreversibilidades, de forma que a única possibilidade de irreversibilidades ocorre para o sistema sozinho.

Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo estimulamos a percepção da necessidade e da utilidade da segunda lei da termodinâmica e fornecemos a base para aplicações posteriores envolvendo a segunda lei nos Caps. 6 e 7. Três enunciados da segunda lei, os enunciados de Clausius, de Kelvin-Planck e da entropia, são apresentados junto com vários corolários que estabelecem o melhor desempenho teórico para sistemas que percorrem ciclos enquanto interagem com reservatórios térmicos. O conceito de irreversibilidade é apresentado, e as noções de irreversibilidade, reversibilidade e processos internamente reversíveis são discutidas. A escala de temperatura Kelvin é definida e utilizada na obtenção de expressões para medidas do desempenho máximo de ciclos de potência, refrigeração e bomba de calor que operam entre dois reservatórios térmicos. O ciclo de Carnot é apresentado de forma a fornecer um exemplo específico de um ciclo reversível que opera entre dois reservatórios térmicos. Finalmente, a desigualdade de Clausius, que fornece uma ponte do Cap. 5 ao Cap. 6, é apresentada e discutida.

Os itens a seguir fornecem um guia de estudo para este capítulo. Ao término do estudo do texto e dos exercícios dispostos no final do capítulo, você estará apto a

✓ descrever o significado dos termos dispostos em negrito ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O conjunto de conceitos fundamentais listados mais adiante é particularmente importante para os capítulos subsequentes.
✓ fornecer o enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei, interpretando corretamente os sinais de "menor que" e "igual a" na Eq. 5.3.
✓ listar diversas irreversibilidades importantes.
✓ aplicar os corolários das Seções 5.6.2 e 5.7.2 juntamente com as Eqs. 5.9, 5.10 e 5.11 de forma a obter o desempenho de ciclos de potência e de ciclos de refrigeração e bomba de calor.
✓ descrever o ciclo de Carnot.
✓ interpretar a desigualdade de Clausius.

Conceitos Fundamentais na Engenharia

enunciados da segunda lei	*irreversibilidades interna e externa*	*escala Kelvin*	*desigualdade de Clausius*
processo irreversível	*processo internamente reversível*	*eficiência de Carnot*	
irreversibilidades	*corolários de Carnot*		

Equações Principais

$W_{ciclo} \leq 0$ $\begin{cases} < 0: \text{Presença de irreversibilidades internas} \\ = 0: \text{Ausência de irreversibilidades internas} \end{cases}$ (reservatório único)	(5.3)	Forma analítica do enunciado de Kelvin-Planck
$\eta_{max} = 1 - \dfrac{T_C}{T_H}$	(5.9)	Eficiência térmica máxima: ciclo de potência operando entre dois reservatórios

$\beta_{max} = \dfrac{T_C}{T_H - T_C}$	(5.10)	Coeficiente de desempenho máximo: ciclo de refrigeração operando entre dois reservatórios
$\gamma_{max} = \dfrac{T_H}{T_H - T_C}$	(5.11)	Coeficiente de desempenho máximo: ciclo de bomba de calor operando entre dois reservatórios
$\oint \left(\dfrac{\delta Q}{T}\right)_b = -\sigma_{ciclo}$	(5.13)	Desigualdade de Clausius

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Estendendo a discussão da Seção 5.1.2, explique como trabalho poderia ser desenvolvido quando (a) T_i é menor do que T_0 na Fig. 5.1(a). (b) p_i é menor do que p_0 na Fig. 5.1(b)?

2. Um sistema consiste em um cubo de gelo em um copo de água da torneira. O cubo de gelo derrete, e eventualmente o equilíbrio é atingido. Como poderia ser desenvolvido trabalho à medida que o gelo e a água chegam ao equilíbrio?

3. Descreva um processo que satisfaz o princípio da conservação de energia, mas que na verdade não ocorre na natureza.

4. Existem riscos de saúde associados ao consumo de tomates induzidos a amadurecer por meio de um *spray* de etileno glicol?

5. Daqui a alguns anos será mais provável que estejamos dirigindo uma versão *plug-in* de veículos elétricos híbridos ou veículos a célula combustível operando com hidrogênio?

6. Referindo-se a Fig. 2.3, quais as irreversibilidades internas associadas ao sistema A e ao sistema B respectivamente?

7. Considerando a caixa de redução do Exemplo 2.4, quais as principais irreversibilidades internas ou externas?

8. Se um condicionador de ar de janela fosse colocado sobre uma mesa em uma sala e posto em funcionamento, a temperatura da sala aumentaria, diminuiria ou permaneceria a mesma? Explique.

9. Quando uma usina descarrega água de resfriamento em um rio, a uma temperatura maior do que a temperatura do rio, quais os possíveis efeitos sobre a vida aquática desse rio?

10. Referindo-se as Eqs. 5.10 e 5.11, como os coeficientes de desempenho de ciclos de refrigeração e bombas de calor podem ser aumentados?

11. É possível que o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração seja menor do que um? Seja maior do que um? Responda às mesmas questões para um ciclo de bomba de calor.

12. Gás quente da combustão entra em uma turbina operando em regime permanente e se expande adiabaticamente até uma pressão mais baixa. Você esperaria que a potência na *saída* fosse maior em uma expansão internamente reversível ou em uma expansão real?

13. Refrigerante 22 entra em um compressor operando em regime permanente e é comprimido adiabaticamente até uma pressão mais alta. Você esperaria que a potência na *entrada* do compressor fosse maior em uma compressão internamente reversível ou em uma compressão real?

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Explorando a Segunda Lei

5.1 Complete a demonstração da equivalência entre os enunciados de Clausius e Kelvin-Planck da segunda lei dados na Seção 5.2, mostrando que uma violação do enunciado de Kelvin-Planck implica a violação do enunciado de Clausius.

5.2 Um inventor afirma ter desenvolvido um sistema que percorre um ciclo termodinâmico enquanto se comunica termicamente com dois reservatórios. O sistema recebe a energia Q_C do reservatório frio e descarrega a energia Q_H para o reservatório quente enquanto fornece uma quantidade líquida de trabalho para sua vizinhança. Não existem outras transferências de energia entre o sistema e sua vizinhança. Avalie a afirmação do inventor usando (a) o enunciado de Clausius da segunda lei e (b) o enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei.

5.3 Classifique os seguintes processos de um sistema fechado como *possível*, *impossível* ou *indeterminado*.

	Variação de Entropia	Transferência de Entropia	Produção de Entropia
(a)	[illegible]	[illegible]	
(b)	0		0
(c)	0	0	
(d)	>0	0	
(e)	0	0	
(f)	0		0
(g)	[illegible]	0	

5.4 Um reservatório térmico quente está separado de um reservatório térmico frio por uma barra cilíndrica isolada na sua superfície lateral, como mostra a Fig. P5.4. Ocorre transferência de energia por condução entre os dois reservatórios através da barra, que permanece em regime permanente. Usando o enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei, demonstre que tal processo é irreversível.

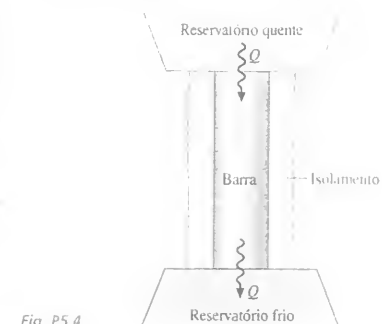



Fig. P5.4

5.5 Um tanque rígido isolado é dividido pela metade por uma divisória, como mostra a Fig. P5.5. De um lado da divisória está um gás. O outro lado está inicialmente em vácuo. Uma válvula na divisória é aberta, e o

gás se expande preenchendo todo o volume. Usando o enunciado de Kelvin–Planck da segunda lei, demonstre que esse processo é irreversível.

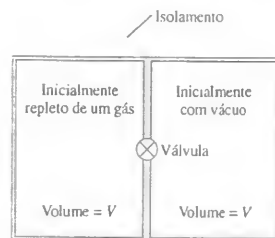



Fig. P5.5

5.6 Responda verdadeiro ou falso

(a) Um processo que viola a segunda lei da termodinâmica viola a primeira lei da termodinâmica.
(b) Quando uma quantidade líquida de trabalho é realizada sobre um sistema fechado que percorre um processo *internamente reversível*, uma transferência líquida de energia sob a forma de calor do sistema também ocorre.
(c) Um sistema fechado pode experimentar um aumento na entropia apenas quando uma quantidade líquida de entropia é transferida para o sistema.
(d) A variação na entropia de um sistema fechado é a mesma para todo processo entre dois estados extremos identificados.

5.7 Complete a discussão do enunciado de Kelvin–Planck da segunda lei na Seção 5.4, mostrando que se um sistema percorre um ciclo termodinâmico reversível enquanto se comunica termicamente com um único reservatório aplica-se a igualdade na Eq 5.3.

5.8 Um ciclo de potência reversível R e um ciclo de potência irreversível I operam entre os mesmos dois reservatórios.

(a) Se cada ciclo recebe a mesma quantidade de energia Q_H do reservatório quente, mostre que o ciclo I necessariamente descarrega mais energia Q_C para o reservatório frio do que o ciclo R. Discuta as implicações disso para ciclos de potência reais.
(b) Se cada ciclo desenvolve o mesmo trabalho líquido, mostre que o ciclo I necessariamente recebe mais energia Q_H do reservatório quente do que o ciclo R. Discuta as implicações disso para ciclos de potência reais.

5.9 Um ciclo de potência I e um ciclo de potência reversível R operam entre os mesmos dois reservatórios, como ilustrado na Fig. 5.6. O ciclo I possui uma eficiência térmica igual a dois terços daquela do ciclo R. Usando o enunciado de Kelvin–Planck da segunda lei, mostre que o ciclo I tem que ser irreversível.

5.10 Forneça os detalhes deixados para o leitor na demonstração do segundo corolário de Carnot dado no boxe da Seção 5.6.2.

5.11 Usando o enunciado de Kelvin–Planck da segunda lei da termodinâmica, demonstre os seguintes corolários:

(a) O coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração irreversível é sempre menor do que o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração reversível quando ambos trocam energia por transferência de calor com os mesmos dois reservatórios.
(b) Todos os ciclos de refrigeração reversíveis que operam entre os mesmos dois reservatórios possuem o mesmo coeficiente de desempenho.
(c) O coeficiente de desempenho de um ciclo de bomba de calor irreversível é sempre menor do que o coeficiente de desempenho de um ciclo de bomba de calor reversível quando ambos trocam energia por transferência de calor com os mesmos dois reservatórios.
(d) Todos os ciclos de bomba de calor reversíveis que operam entre os mesmos dois reservatórios possuem o mesmo coeficiente de desempenho.

5.12 Antes de apresentar a escala de temperatura agora conhecida como escala Kelvin, Kelvin sugeriu uma escala *logarítmica* na qual a função ψ da Seção 5.8.1 toma a forma

$$\psi = \exp\theta_C / \exp\theta_H$$

onde θ_H e θ_C representam, respectivamente, as temperaturas dos reservatórios quente e frio nessa escala.

(a) Mostre que a relação entre a temperatura Kelvin T e a temperatura θ na escala logarítmica é

$$\theta = \ln T + C$$

onde C é uma constante.

(b) Na escala Kelvin, as temperaturas variam de 0 a $+\infty$. Determine a faixa de valores de temperatura na escala logarítmica.
(c) Obtenha uma expressão para a eficiência térmica de qualquer sistema percorrendo um ciclo de potência reversível enquanto opera entre reservatórios às temperaturas θ_H e θ_C na escala logarítmica.

5.13 Demonstre que a *escala de temperatura de gás* (Seção 5.8.2) é idêntica à *escala de temperatura de Kelvin* (Seção 5.8.1)

5.14 Diz-se que o termômetro de resistência de platina é o mais importante dos três termômetros especificados na ITS-90 porque ele cobre praticamente a faixa do intervalo significativo de 13,8 K a 1234,93 K. Qual é o princípio de operação da termometria de resistência e por que a platina é especificada para o uso na ITS-90?

5.15 A relação entre a resistência R e a temperatura T para um *termistor* é dada rigorosamente por

$$R = R_0 \exp\left[\beta\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)\right]$$

onde R_0 é a resistência, em ohms (Ω), medida na temperatura T_0 (K), e β é uma constante associada ao material expressa em K. Para um determinado termistor, $R_0 = 2{,}2\ \Omega$ a $T_0 = 310$ K. A partir de um teste de calibração, sabe-se que $R = 0{,}31\ \Omega$ a $T = 422$ K. Determine o valor de β para o termistor e faça um gráfico da resistência *versus* temperatura.

5.16 Para uma faixa limitada de temperatura, a relação entre a resistência R e a temperatura T para um *detector de temperatura de resistência* é dada por

$$R = R_0[1 + \alpha(T - T_0)]$$

onde R_0 é a resistência, em ohms (Ω), medida na temperatura de referência T_0(em °F) e α é uma constante associada ao material expressa em $(°F)^{-1}$. Os seguintes dados são obtidos para um termômetro de resistência particular:

	T (°F)	R (Ω)
Teste 1	32	51,39
Teste 2	196	51,72

Que temperatura corresponderia a uma resistência de 51,47 Ω nesse termômetro?

Aplicações do Ciclo de Potência

5.17 Os dados listados a seguir são afirmados para um ciclo de potência que opera entre reservatórios quente e frio a 1000 K e 300 K, respectivamente. Para cada caso, determine se o ciclo opera *reversivelmente*, *irreversivelmente* ou é *impossível*

(a) $Q_H = 600$ kJ, $W_{ciclo} = 300$ kJ, $Q_C = 300$ kJ
(b) $Q_H = 400$ kJ, $W_{ciclo} = 280$ kJ, $Q_C = 120$ kJ
(c) $Q_H = 700$ kJ, $W_{ciclo} = 300$ kJ, $Q_C = 500$ kJ
(d) $Q_H = 800$ kJ, $W_{ciclo} = 600$ kJ, $Q_C = 200$ kJ

5.18 Um ciclo de potência recebe a energia Q_H por transferência de calor de um reservatório quente a $T_H = 1500$°R (560,2°C) e rejeita a energia Q_C por transferência de calor para um reservatório frio a $T_C = 500$°R (4,6°C). Para cada um dos seguintes casos, determine se o ciclo opera *reversivelmente*, *irreversivelmente* ou é *impossível*.

(a) $Q_H = 900$ Btu (949,5 kJ), $W_{ciclo} = 450$ Btu (474,8 kJ)
(b) $Q_H = 900$ Btu (949,5 kJ), $Q_C = 300$ Btu (316,5 kJ)
(c) $W_{ciclo} = 600$ Btu (633 kJ), $Q_C = 400$ Btu (422 kJ)
(d) $\eta = 70\%$

5.19 Um ciclo de potência que opera em regime permanente recebe energia por transferência de calor a uma taxa $\dot{Q}_H$ a $T_H = 1000$ K e rejeita energia por transferência de calor para um reservatório frio a uma taxa $\dot{Q}_C$ a $T_C = 300$ K. Para cada um dos seguintes casos, determine se o ciclo opera *reversivelmente*, *irreversivelmente* ou é *impossível*.

(a) $\dot{Q}_H = 500$ kW, $\dot{Q}_C = 100$ kW
(b) $\dot{Q}_H = 500$ kW, $\dot{W}_{ciclo} = 250$ kW, $\dot{Q}_C = 200$ kW
(c) $\dot{W}_{ciclo} = 350$ kW, $\dot{Q}_C = 150$ kW
(d) $\dot{Q}_H = 500$ kW, $\dot{Q}_C = 200$ kW

5.20 Conforme ilustrado na Fig. P5.20, um ciclo de potência reversível recebe a energia Q_H por transferência de calor de um reservatório quente a T_H e rejeita a energia Q_C por transferência de calor para um reservatório frio a T_C.

(a) Se $T_H = 1200$ K e $T_C = 300$ K, qual é a eficiência térmica?
(b) Se $T_H = 500$°C, $T_C = 20$°C e $W_{ciclo} = 1000$ kJ, quanto é Q_H e Q_C, ambos em kJ?
(c) Se $\eta = 60\%$ e $T_C = 40$°F (4,4°C), quanto é T_H, em °F?
(d) Se $\eta = 40\%$ e $T_H = 727$°C, quanto é T_C, em °C?

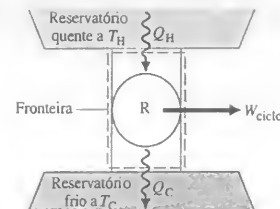



Fig. P5.20

5.21 Um ciclo de potência reversível recebe 100 kJ por transferência de calor de um reservatório quente a 327°C e rejeita 40 kJ por transferência de calor para um reservatório frio a T_C. Determine (a) a eficiência térmica e (b) a temperatura T_C do reservatório frio, em °C.

5.22 Determine a eficiência térmica teórica máxima para qualquer ciclo de potência operando entre reservatórios quente e frio a 602°C e 112°C, respectivamente.

5.23 Um ciclo de potência reversível operando conforme ilustrado na Fig. 5.5 recebe a energia Q_H por transferência de calor de um reservatório quente a T_H e rejeita a energia Q_C por transferência de calor para um reservatório frio a 40°F (4,4°C). Se $W_{ciclo} = 3\ Q_C$, determine (a) a eficiência térmica e (b) T_H, em °F.

5.24 Um determinado ciclo de potência reversível possui a mesma eficiência térmica, considerando os reservatórios quente e frio nas temperaturas T e 500 K, respectivamente, e os reservatórios quente e frio nas temperaturas 2000 e 1000 K, respectivamente. Determine T, em K.

5.25 Conforme ilustra a Fig. P5.25, dois ciclos reversíveis são colocados em série de forma que cada um produza a mesma quantidade de trabalho líquido, W_{ciclo}. O primeiro ciclo recebe a energia Q_H por transferência de calor de um reservatório quente 1000°R (282,4°C) e rejeita a energia Q por transferência de calor para um reservatório a uma temperatura intermediária T. O segundo ciclo recebe a energia Q por transferência de calor do reservatório à temperatura T e rejeita a energia Q_C por transferência de calor para um reservatório a 400°R (−50,9°C). Todas as transferências de energia são positivas nos sentidos das setas. Determine

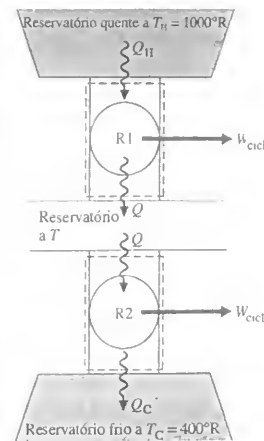



Fig. P5.25

(a) a temperatura intermediária T, em °R, e as eficiências térmicas dos dois ciclos de potência.
(b) a eficiência térmica de um *único* ciclo de potência reversível operando entre os reservatórios quente e frio a 1000°R e 400°R, respectivamente. Determine também o trabalho líquido desenvolvido pelo único ciclo, expresso em termos do trabalho líquido desenvolvido por cada um dos dois ciclos, W_{ciclo}.

5.26 Um ciclo de potência reversível operando entre os reservatórios quente e frio a 1000 K e 300 K, respectivamente, recebe 100 kJ por transferência de calor do reservatório quente para cada ciclo de operação. Determine o trabalho líquido desenvolvido em 10 ciclos de operação, em kJ.

5.27 Um ciclo de potência reversível operando entre os reservatórios quente e frio a 1040°F (560°C) e 40°F (4,4°C), respectivamente, desenvolve 600 Btu (633 kJ) de trabalho líquido para cada ciclo de operação. Para três ciclos de operação, determine a energia recebida por transferência de calor do reservatório quente, em Btu.

5.28 Um inventor afirma ter desenvolvido um ciclo de potência que possui uma eficiência térmica de 40%, enquanto opera entre os reservatórios quente e frio nas temperaturas T_H e $T_C = 300$ K, respectivamente, onde T_H é (a) 600 K, (b) 500 K, (c) 400 K. Analise a afirmativa para cada caso.

5.29 Durante o mês de janeiro, em um local no Alasca, ventos a −23°F (−30,6°C) podem ser observados. Entretanto, vários metros abaixo do solo a temperatura permanece a 55°F (12,8°C). Um inventor afirma ter desenvolvido um ciclo de potência que explora essa situação e que possui uma eficiência térmica de 14%. Avalie essa afirmação.

5.30 Um inventor afirma ter desenvolvido um ciclo de potência operando entre os reservatórios quente e frio a 1000 K e 250 K, respectivamente, que desenvolve trabalho líquido igual a um múltiplo da quantidade de energia, Q_C, rejeitada para o reservatório frio — isto é $W_{ciclo} = NQ_C$, onde todas as quantidades são positivas. Qual o valor teórico máximo do número N para qualquer ciclo como esse?

5.31 Um ciclo de potência opera entre um reservatório à temperatura T e um reservatório de temperatura mais baixa a 280 K. Em regime permanente, o ciclo desenvolve 40 kW de potência enquanto rejeita 1000 kJ/min de energia por transferência de calor para o reservatório frio. Determine o valor teórico mínimo para T, em K.

5.32 Em regime permanente, um novo ciclo de potência desenvolve potência a uma taxa de 100 HP (74,6 kW) para uma taxa de adição de calor de $5{,}1 \times 10^5$ Btu/h (149,5 kW), segundo o seu inventor, enquanto opera entre os reservatórios quente e frio a 1000 e 500 K, respectivamente. Avalie essa afirmativa.

5.33 Em regime permanente, um ciclo de potência desenvolve uma potência de saída de 10 kW enquanto recebe energia por transferência de calor a uma taxa de 10 kJ *por ciclo de operação* a partir de uma fonte na temperatura T. O ciclo rejeita energia por transferência de calor para a água de resfriamento a uma temperatura mais baixa, correspondente a 300 K. Se existem 100 ciclos por minuto, qual o valor teórico mínimo para T, em K?

5.34 Em regime permanente, um ciclo de potência que possui uma eficiência térmica de 38% gera 100 MW de eletricidade, enquanto descarrega energia por transferência de calor para a água de resfriamento a uma temperatura média de 70°F (21,1°). A temperatura média do vapor que passa pela caldeira é de 900°F (482,2°). Determine

(a) a taxa na qual a energia é descarregada para a água de resfriamento, em Btu/h.
(b) a taxa teórica *mínima* na qual a energia poderia ser descarregada para a água de resfriamento, em Btu/h. Compare com a taxa real e discuta.

5.35 Instalações de potência baseadas na *conversão da temperatura do oceano em energia* (*OTEC*) geram potência a partir da ocorrência natural da diminuição da temperatura da água dos oceanos com a profundidade. Próximo à Flórida, a temperatura da superfície do oceano é 27°C, enquanto na profundidade de 700 m a temperatura é 7°C.

(a) Determine a eficiência térmica máxima para qualquer ciclo de potência operando entre essas temperaturas.
(b) A eficiência térmica de instalações de OTEC existentes é de aproximadamente 2%. Compare essa informação com o resultado da parte (a) e comente.

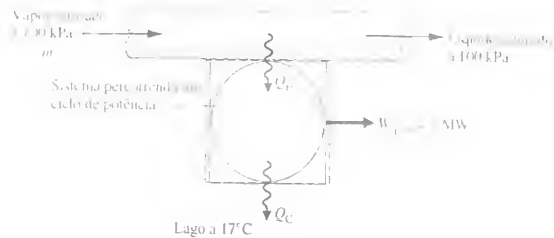



Fig. P5.36

5.36 Conforme ilustrado na Fig. P5.36, um sistema que percorre um ciclo de potência desenvolve a potência líquida de saída de 1 MW enquanto recebe energia por transferência de calor de vapor d'água condensando de vapor saturado para líquido saturado à pressão de 100 kPa. A energia é descarregada do ciclo por transferência de calor para um lago próximo a 17°C. Essas são as únicas trocas de calor significantes. Os efeitos de energia cinética e de energia potencial podem ser ignorados. Para operação em regime permanente, determine a vazão mássica teórica mínima de vapor, em kg/s, requerida por qualquer ciclo como esse.

5.37 Um ciclo de potência operando em regime permanente recebe energia por transferência de calor a partir da combustão de um combustível a uma temperatura média de 1000 K. Por razões ambientais, o ciclo descarrega energia por transferência de calor para a atmosfera a 300 K a uma taxa que não seja superior a 60 MW. Baseado no custo do combustível, o custo para fornecer a transferência de calor é \$4.50 por GJ. A potência desenvolvida pelo ciclo é estimada em \$0,08 por kW · h. Para 8000 horas de operação anual, determine para qualquer ciclo como esse, em \$ por ano, (a) o valor máximo da potência gerada e (b) o custo mínimo do combustível.

5.38 Em regime permanente, uma usina de 750 MW recebe energia por transferência de calor a partir da combustão de um combustível a uma temperatura média de 317°C. Como ilustra a Fig. P5.38, a usina descarrega energia por transferência de calor para um rio, cuja vazão mássica é $1{,}65 \times 10^5$ kg/s. A montante da usina o rio está a 17°C. Determine o aumento na temperatura do rio, ΔT, observável para tal transferência de calor, em °C, se a eficiência térmica da usina é (a) a eficiência de Carnot de um ciclo de potência operando entre os reservatórios quente e frio a 317°C e 17°C, respectivamente, (b) dois terços da eficiência de Carnot obtida na parte (a). Comente.

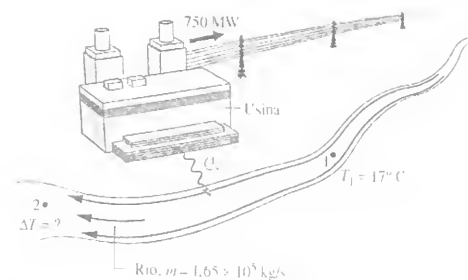



Fig. P5.38

5.39 Em regime permanente, um ciclo de potência recebe energia por transferência de calor a uma temperatura média de 865°F (462,8°C) e descarrega energia por transferência de calor para um rio. A montante da instalação de potência o rio possui uma vazão volumétrica de 2512 ft³/s (71,1 m³/s) e uma temperatura de 68°F (20°C). Por razões ambientais a temperatura do rio a jusante da instalação não pode ser maior do que 72°F (22,2°C). Estime a potência teórica máxima que pode ser desenvolvida, em MW, sujeita a essa restrição.

5.40 O projeto preliminar de uma estação espacial exige um ciclo de potência que, em regime permanente, receba energia por transferência de calor a T_H = 600 K de uma fonte nuclear e rejeite energia para o espaço por radiação térmica de acordo com a Eq. 2.32. Para a superfície radiante, a temperatura é T_C, a emissividade é 0,6 e a superfície não *recebe* radiação de fonte alguma. A eficiência térmica do ciclo de potência é metade daquela associada a um ciclo de potência reversível operando entre reservatórios a T_H e T_C.

(a) Para T_C = 400 K, determine $\dot W_{ciclo}/A$, a potência líquida desenvolvida por unidade de área de superfície do radiador, em kW/m², e a eficiência térmica.
(b) Faça um gráfico de $\dot W_{ciclo}/A$ e da eficiência térmica *versus* T_C e determine o valor máximo de $\dot W_{ciclo}/A$.
(c) Determine a faixa de temperaturas T_C, em K, para a qual $\dot W_{ciclo}/A$ está dentro de 2% do valor máximo obtido na parte (b).

5.41 Para aumentar a eficiência térmica de um ciclo de potência reversível que opera entre reservatórios a T_H e T_C, você aumentaria T_H enquanto mantivesse T_C constante ou diminuiria T_C enquanto mantivesse T_H constante? Existe algum *limite natural* para o aumento da eficiência térmica que pudesse ser alcançado dessa forma?

5.42 Dois ciclos de potência reversíveis são colocados em série. O primeiro ciclo recebe energia por transferência de calor de um reservatório quente à temperatura T_H e rejeita energia por transferência de calor para um reservatório a uma temperatura intermediária $T < T_H$. O segundo ciclo recebe energia por transferência de calor do reservatório à temperatura T e rejeita energia por transferência de calor para um reservatório frio a temperatura $T_C < T$.

(a) Obtenha uma expressão para a eficiência térmica de um *único* ciclo de potência reversível operando entre os reservatórios quente e frio a T_H e T_C, respectivamente, em termos das eficiências térmicas dos dois ciclos.
(b) Obtenha uma expressão para a temperatura intermediária T em termos de T_H e T_C para o *caso especial* em que as eficiências térmicas dos dois ciclos são iguais.

Aplicações dos Ciclos de Refrigeração e Bomba de Calor

5.43 Um ciclo de refrigeração operando entre dois reservatórios recebe a energia Q_C do reservatório frio a T_C = 280 K e rejeita a energia Q_H para o reservatório quente a T_H = 320 K. Para cada um dos seguintes casos, determine se o ciclo opera *reversivelmente*, *irreversivelmente* ou é *impossível*:

(a) Q_C = 1500 kJ, W_{ciclo} = 150 kJ
(b) Q_C = 1400 kJ, Q_H = 1600 kJ
(c) Q_H = 1600 kJ, W_{ciclo} = 400 kJ
(d) β = 5

5.44 Um ciclo de refrigeração reversível opera entre os reservatórios frio e quente nas temperaturas T_C e T_H, respectivamente.

(a) Se o coeficiente de desempenho for 3,5 e T_H = 80°F (26,7°C), determine T_C, em °F.
(b) Se T_C = −30°C e T_H = 30°C, determine o coeficiente de desempenho.
(c) Se Q_C = 500 Btu (527,5 kJ), Q_H = 800 Btu (844 kJ) e T_C = 20°F (−6,7°C), determine T_H, em °F.

(d) Se T_C = [illegible] e T_H = 100°F [illegible], determine o coeficiente de desempenho.
(e) Se o coeficiente de desempenho for [illegible], determine T_C, em °C.

5.45 Em regime permanente, um ciclo de bomba de calor reversível descarrega energia a uma taxa $\dot Q_H$ para um reservatório quente à temperatura T_H, enquanto recebe energia a uma taxa $\dot Q_C$ de um reservatório frio à temperatura T_C.

(a) Se T_H = 21°C e T_C = [illegible]°C, determine o coeficiente de desempenho.
(b) Se $\dot Q_H$ = 10,5 kW, $\dot Q_C$ = 8,75 kW e T_C = 0°C, determine T_H, em °C.
(c) Se o coeficiente de desempenho for 10 e T_H = 27°C, determine T_C, em °C.

5.46 Dois ciclos reversíveis operam entre os reservatórios quente e frio nas temperaturas T_H e T_C, respectivamente.

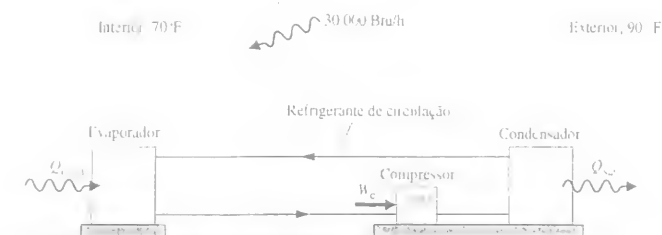
(a) Se um é um ciclo de potência e o outro é um ciclo de bomba de calor, qual é a relação entre os coeficientes de desempenho do ciclo de bomba de calor e a eficiência térmica do ciclo de potência?
(b) Se um é um ciclo de refrigeração e o outro é um ciclo de bomba de calor, qual é a relação entre seus coeficientes de desempenho?

5.47 Um ciclo de refrigeração rejeita Q_H = 500 Btu por ciclo (527,5 kJ/ciclo) para um reservatório quente a T_H = 540°R (26,8°C), enquanto recebe Q_C = 375 Btu por ciclo (395,6 kJ/ciclo) de um reservatório frio à temperatura T_C. Para 10 ciclos de operação, determine (a) o trabalho líquido de entrada, em Btu, e (b) a temperatura teórica mínima T_C, em °R.

5.48 Um ciclo de bomba de calor reversível opera, conforme a Fig. 5.7, entre os reservatórios quente e frio a T_H = 27°C e T_C = −3°C, respectivamente. Determine a fração da transferência de calor Q_H descarregada a T_H fornecida (a) pelo trabalho líquido de entrada, (b) pela transferência de calor Q_C do reservatório frio a T_C.

5.49 Um ciclo de potência reversível e um ciclo de bomba de calor reversível operam entre os reservatórios quente e frio nas temperaturas T_H = 1000°R (282,4°C) e T_C, respectivamente. Se a eficiência térmica do ciclo de potência é de 60%, determine (a) T_C, em °R, e (b) o coeficiente de desempenho da bomba de calor.

5.50 Um inventor desenvolveu um refrigerador capaz de manter seu compartimento do congelador a 20°F (−6,7°C), enquanto opera em uma cozinha a 70°F (21,1°C), e afirma que o dispositivo possui um coeficiente de desempenho de (a) 10, (b) 9,6, (c) 4. Avalie essa afirmação para cada um dos três casos.

5.51 Um inventor afirma ter desenvolvido um refrigerador que, em regime permanente, requer uma entrada líquida de potência de 0,7 HP (0,5 kW) para remover 12.000 Btu/h (3,5 kW) de energia por transferência de calor do compartimento do congelador a 0°F (−17,8°C) e descarregar energia por transferência de calor para uma cozinha a 70°F (21,1°C). Avalie essa afirmação.

5.52 [illegible] um ciclo de refrigeração operando entre os reservatórios quente e frio a 300 K e 250 K, respectivamente, remove uma quantidade de energia Q_C por transferência de calor do reservatório frio que é múltiplo do trabalho líquido de entrada — isto é, $Q_C = N W_{ciclo}$, onde todas as quantidades são positivas. Determine o valor teórico máximo do número N para qualquer ciclo como esse.

5.53 Dados são fornecidos por dois ciclos de refrigeração reversíveis. Um ciclo opera entre os reservatórios quente e frio a 27°C e −8°C, respectivamente. O outro ciclo opera entre o mesmo reservatório quente a 27°C e um reservatório frio a −28°C. Se cada refrigerador remove a mesma quantidade de energia por transferência de calor do seu reservatório frio, determine a razão relativa ao trabalho líquido de entrada dos dois ciclos.

5.54 Um refrigerador mantém o congelador a −26°C em um dia em que a temperatura da vizinhança é 22°C, removendo energia por meio de transferência de calor do compartimento do seu congelador a uma taxa de 1,25 kW. Determine a potência teórica mínima, em kW, requerida pelo refrigerador em regime permanente.

5.55 Determine a potência mínima teórica, em Btu/s, necessária, em regime permanente, para um sistema de refrigeração manter uma amostra criogênica a −195°F (−90,6°C) em um laboratório a 70°F (21,1°C), se a energia vaza por transferência de calor da vizinhança para a amostra a uma taxa de 0,085 Btu/s (89,7 W).

5.56 Para cada kW de potência de entrada para uma máquina de fazer gelo em regime permanente, determine a taxa máxima na qual o gelo pode ser produzido, em kg/h, a partir de água líquida a 0°C. Admita que 333 kJ/kg de energia devam ser removidos por transferência de calor para congelar água a 0°C e que a vizinhança está a 20°C.

5.57 Um ciclo de refrigeração reversível opera, em regime permanente, entre os reservatórios quente e frio a 300 K e 270 K, respectivamente. Determine a potência de entrada líquida teórica mínima requerida, em kW por kW de transferência de calor do reservatório frio.

5.58 Um ciclo de refrigeração opera, em regime permanente, entre os reservatórios quente e frio a 300 K e 275 K, respectivamente, e remove energia por transferência de calor do reservatório frio a uma taxa de 600 kW.

(a) Se o coeficiente de desempenho do ciclo for 4, determine a potência de entrada requerida, em kW.
(b) Determine a potência teórica mínima requerida, em kW, para *qualquer* ciclo como esse.

5.59 Conforme ilustrado na Fig. P5.59, um condicionador de ar operando em regime permanente mantém uma residência a 70°F (21,1°C) em um dia em que a temperatura externa é 90°F (32,2°C). Se a taxa de transferência de calor para a residência através das paredes e do teto fosse de 30.000 Btu/h (8,8 kW), seria suficiente para o compressor do condicionador uma potência líquida de entrada de 3 HP (2,2 kW)? Se a resposta for positiva, determine o coeficiente de desempenho. Se a resposta for negativa, determine a potência teórica mínima de entrada, em HP.

Fig. P5.59

5.60 Um ciclo de bomba de calor é usado para manter o interior de uma residência a 20°C. Em regime permanente, a bomba de calor recebe energia por transferência de calor da água de um poço a 10°C e descarrega energia por transferência de calor para a residência a uma taxa de 120.000 kJ/h. Em um período de 14 dias, um medidor de energia elétrica registra que a bomba de calor recebe 1490 kW·h de eletricidade. Determine

(a) a quantidade de energia que a bomba de calor recebe da água do poço em um período de 14 dias por transferência de calor, em kJ.
(b) o coeficiente de desempenho da bomba de calor
(c) o coeficiente de desempenho de um ciclo de bomba de calor reversível operando entre os reservatórios quente e frio a 20°C e 10°C.

5.61 Um ciclo de refrigeração possui um coeficiente de desempenho igual a 75% do valor para um ciclo de refrigeração reversível operando entre os reservatórios frio e quente a −5°C e 40°C, respectivamente. Para operação em regime permanente, determine a potência líquida de entrada, em kW por kW de resfriamento, requerida (a) pelo ciclo real de refrigeração e (b) pelo ciclo de refrigeração reversível. Compare os valores.

5.62 Um condicionador de ar de janela mantém um quarto a 22°C em um dia em que a temperatura externa é de 32°C, removendo energia por meio de transferência de calor do quarto.

(a) Determine, em kW por kW de resfriamento, a potência teórica *mínima* requerida pelo ar condicionado.
(b) Para alcançar as taxas de transferência de calor requeridas com unidades de tamanho prático, condicionadores de ar tipicamente recebem energia por transferência de calor a uma temperatura *inferior* à do quarto que está sendo resfriado e descarregam energia por transferência de calor a uma temperatura *superior* à das vizinhanças. Considere o efeito disso na determinação da potência teórica *mínima*, em kW por kW de resfriamento, requerida quando T_C = 18°C e T_H = 36°C, e compare com os valores obtidos na parte (a).

5.63 O refrigerador mostrado na Fig. P5.63 opera em regime permanente com um coeficiente de desempenho de 4,5 e uma potência de entrada de 0,8 kW. Energia é rejeitada do refrigerador para a vizinhança a 20°C por transferência de calor por meio de serpentinas metálicas, cuja temperatura superficial média é 28°C. Determine

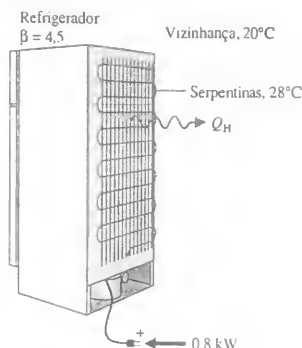



Fig. P5.63

(a) a taxa de energia rejeitada, em kW
(b) a temperatura teórica mínima no *interior* do refrigerador, em K
(c) a potência teórica máxima, em kW, que poderia ser desenvolvida por um ciclo de potência operando entre as serpentinas e a vizinhança. Você recomendaria fazer uso dessa situação para desenvolver potência?

5.64 Em regime permanente, uma bomba de calor fornece 30 000 Btu/h (8,8 kW) para manter uma residência a 68°F (20°C) em um dia em que a temperatura externa é 35°F (1,7°C). A potência de entrada da bomba de calor é 5 HP (3,7 kW). Se a eletricidade custa 8 centavos por kW·h, compare o custo de operação real com o custo de operação mínimo teórico para cada dia de operação.

5.65 Com o fornecimento de energia a uma taxa média de 21 100 kJ/h, uma bomba de calor mantém a temperatura de uma residência em 21°C. Se a eletricidade custa 8 centavos por kW · h, determine o custo de operação mínimo teórico por dia de operação se a bomba de calor receber energia por transferência de calor

(a) do ar exterior a −5°C.
(b) da água de um poço a 8°C.

5.66 Uma bomba de calor com coeficiente de desempenho de 3,8 fornece energia a uma taxa média de 75.000 kJ/h para manter um edifício a 21°C em um dia em que a temperatura externa é 0°C. Se a eletricidade custa 8 centavos por kW·h

(a) determine o custo de operação real e o custo de operação mínimo teórico, ambos em $/dia
(b) compare os resultados da parte (a) com o custo de aquecimento por resistência elétrica.

5.67 Uma bomba de calor mantém uma residência à temperatura T quando a temperatura exterior é, em média, 5°C. A taxa de transferência de calor através das paredes e do teto é de 2000 kJ/h por diferença de grau de temperatura entre o interior e o exterior. Se a eletricidade custa 8 centavos por kW·h

(a) determine o custo operacional mínimo teórico para cada dia de operação em que T = 20°C.
(b) faça um gráfico do custo operacional mínimo teórico para cada dia de operação como função de T na faixa entre 18 e 23°C.

5.68 Uma bomba de calor mantém uma residência à temperatura T quando a temperatura exterior é 20°F (−6,7°C). A taxa de transferência de calor através das paredes e do teto é de 1500 Btu/h (0,44 kW) por diferença de grau de temperatura entre o interior e o exterior.

(a) Se a eletricidade custa 8 centavos por kW · h, faça um gráfico do custo operacional mínimo teórico para cada dia de operação para T variando entre 68 e 75°F (20 e 23,9°C).
(b) Se T = 70°F (21,1°C), faça um gráfico do custo operacional mínimo teórico para cada dia de operação para um custo de eletricidade variando de 4 a 12 centavos por kW·h.

5.69 Dois ciclos de refrigeração reversíveis operam em série. O primeiro ciclo recebe energia por transferência de calor de um reservatório frio a 300 K e rejeita energia por transferência de calor para um reservatório a uma temperatura intermediária T maior do que 300 K. O segundo ciclo recebe energia por transferência de calor de um reservatório à temperatura T e rejeita energia por transferência de calor para um reservatório a uma temperatura mais alta de 883 K. Considerando que os ciclos de refrigeração possuem o mesmo coeficiente de desempenho, determine (a) T, em K, e (b) o valor de cada coeficiente de desempenho.

5.70 Dois ciclos de bomba de calor reversíveis operam em série. O primeiro ciclo recebe energia por transferência de calor de um reservatório frio a 250 K e rejeita energia por transferência de calor para um reservatório a uma temperatura intermediária T maior do que 250 K. O segundo ciclo recebe energia por transferência de calor de um reservatório à temperatura T e rejeita energia por transferência de calor para um reservatório a uma temperatura mais alta de 1440 K. Considerando que os ciclos de bomba de calor possuem o mesmo coeficiente de desempenho, determine (a) T, em K, e (b) o valor de cada coeficiente de desempenho.

5.71 Dois ciclos de refrigeração reversíveis são colocados em série. O primeiro ciclo recebe energia por transferência de calor de um reservatório frio à temperatura T_C e rejeita energia por transferência de calor para um reservatório a uma temperatura intermediária T maior do que T_C. O segundo ciclo recebe energia por transferência de calor de um reservatório à temperatura T e rejeita energia por transferência de calor para um reservatório a uma temperatura mais alta T_H. Obtenha uma expressão para o coeficiente de desempenho de um *único* ciclo de refrigeração reversível operando diretamente entre os reservatórios frio e quente a T_C e T_H, respectivamente, em termos dos coeficientes de desempenho dos dois ciclos.

5.72 Repita o Problema 5.71 para o caso de dois ciclos de bomba de calor reversíveis.

5.73 Um ciclo de potência reversível recebe Q_H de um reservatório quente a temperatura T_H e rejeita energia por transferência de calor para a vizinhança à temperatura T_0. O trabalho desenvolvido pelo ciclo de potência é usado para acionar um ciclo de refrigeração reversível que retira Q_C de um reservatório frio à temperatura T_C e descarrega energia por transferência de calor para a mesma vizinhança a T_0. Desenvolva uma expressão para a razão Q_C/Q_H em termos das razões de temperatura T_H/T_0 e T_C/T_0.

5.74 Um ciclo de potência reversível recebe a energia Q_H de um reservatório à temperatura T_H e rejeita Q_C para um reservatório à temperatura T_C. O trabalho desenvolvido pelo ciclo de potência é usado para acionar uma bomba de calor reversível que retira a energia Q_C' de um reservatório à temperatura T_C' e rejeita a energia Q_H' para um reservatório à temperatura T_H'.

(a) Desenvolva uma expressão para a razão Q_H'/Q_H em termos das temperaturas dos quatro reservatórios.
(b) Qual deve ser a relação entre as temperaturas T_H, T_C, T_C' e T_H' para que Q_H'/Q_H ultrapasse o valor da unidade?

Aplicações do Ciclo de Carnot

5.75 Dois quilogramas de água executam um ciclo de potência de Carnot. Durante a expansão isotérmica a água é aquecida até a condição de vapor saturado a partir de um estado inicial onde a pressão é de 40 bar (40×10^5 Pa) e o título é de 15%. O vapor então se expande adiabaticamente até uma pressão de 1,5 bar ($1,5 \times 10^5$ Pa), enquanto realiza 491,5 kJ/kg de trabalho.

(a) Esboce o ciclo em coordenadas p–v.
(b) Estime o calor e o trabalho para cada processo, em kJ.
(c) Estime a eficiência térmica

5.76 Meia libra de água executa um ciclo de potência de Carnot. Durante a expansão isotérmica, a água é aquecida a 600°F (315,6°C), da condição de líquido saturado a vapor saturado. O vapor então se expande adiabaticamente até uma temperatura de 90°F (32,2°C) e um título de 64,3%.

(a) Esboce o ciclo em coordenadas p–v.
(b) Estime o calor e o trabalho para cada processo, em Btu.
(c) Estime a eficiência térmica.

5.77 Um quilograma de ar considerado como gás ideal executa um ciclo de potência de Carnot que possui uma eficiência de 50%. A transferência de calor para o ar, durante a expansão isotérmica, é de 50 kJ. Ao final da expansão isotérmica a pressão é de 574 kPa e o volume é de 0,3 m³. Determine

(a) as temperaturas máxima e mínima do ciclo, em K.
(b) a pressão e o volume no início da expansão isotérmica em bar e m³, respectivamente.
(c) o trabalho e a transferência de calor para cada um dos quatro processos, em kJ.
(d) Esboce o ciclo em coordenadas p–v.

5.78 O diagrama pressão-volume de um ciclo de potência de Carnot, executado por um gás ideal com razão entre calores específicos constante k, é ilustrado na Fig. P5.78. Demonstre que

(a) $V_4V_2 = V_1V_3$.
(b) $T_2/T_3 = (p_2/p_3)^{(k-1)/k}$.
(c) $T_2/T_3 = (V_3/V_2)^{k-1}$.

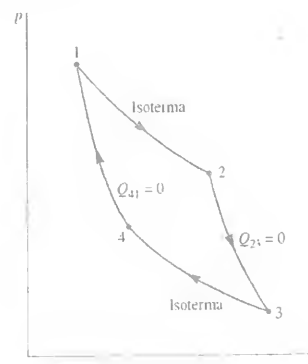



Fig. P5.78

5.79 Dióxido de Carbono (CO_2), considerado como gás ideal, executa um ciclo de Carnot enquanto opera entre reservatórios a 450°F e 100°F (232,2°C e 37,7°C). As pressões nos estados inicial e final da expansão isotérmica são de 400 e 200 lbf/in² (2757,9 e 1379 kPa), respectivamente. A razão entre calores específicos é k = 1,24. Usando os resultados do Problema 5.78, conforme necessário, determine

(a) o trabalho e a transferência de calor para cada um dos quatro processos, em Btu/lb.
(b) a eficiência térmica.
(c) as pressões nos estados inicial e final da compressão isotérmica, em lbf/in²

5.80 Um décimo de quilograma de ar considerado como gás ideal com k = 1,4 executa um ciclo de refrigeração de Carnot, como ilustrado na Fig. 5.13. A expansão isotérmica ocorre a −23°C com uma transferência de calor para o ar de 3,4 kJ. A compressão isotérmica ocorre a 27°C até um volume final de 0,01 m³. Usando os resultados do Problema 5.78, conforme necessário, determine

(a) a pressão, em kPa, em cada um dos quatro estados principais.
(b) o trabalho, em kJ, para cada um dos quatro processos.
(c) o coeficiente de desempenho.

Aplicações da Desigualdade de Clausius

5.81 Um sistema executa um ciclo de potência enquanto recebe 1000 kJ por transferência de calor a uma temperatura de 500 K e descarrega energia por transferência de calor a uma temperatura de 300 K. Não ocorrem outras trocas de calor. Aplicando a Eq. 5.13, determine σ_{ciclo} se a eficiência térmica é (a) 60%, (b) 40%, (c) 20%. Identifique os casos (se existirem) que sejam internamente reversíveis ou impossíveis.

5.82 Um sistema executa um ciclo de potência enquanto recebe 1600 Btu (1688,1 kJ) por transferência de calor a uma temperatura de 2500°R (1115,7°C) e descarrega 200 Btu (211 kJ) por transferência de calor a 500°R (4,6°C). Uma transferência de calor do sistema também ocorre a uma temperatura de 1500°R (560,2°C). Não ocorrem outras trocas de calor. Se irreversibilidades internas não estão presentes, determine a eficiência térmica.

5.83 Conforme ilustrado na Fig. P5.83, um sistema executa um ciclo de potência enquanto recebe 750 kJ por transferência de calor a uma temperatura de 1500 K e descarrega 100 kJ por transferência de calor a uma temperatura de 500 K. Uma outra transferência de calor do sistema ocorre a uma temperatura de 1000 K. Usando a Eq. 5.13, determine a eficiência térmica se σ_{ciclo} é (a) 0,1 kJ/K, (b) 0,2 kJ/K, (c) 0,35 kJ/K.

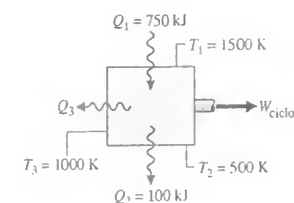



Fig. P5.83

5.84 Uma usina simples a vapor opera em regime permanente como mostra a Fig. P5.84. Para cada um dos três casos, use a Eq. 5.13 para determinar se o ciclo é *possível*, *internamente reversível* ou *impossível*. Os processos 1-2 e 3-4 são adiabáticos. As variações de energia cinética e de energia potencial podem ser ignoradas.

(a) Processo 4-1: passagem de líquido saturado a vapor saturado à pressão constante de 1 MPa. Processo 2-3: passagem de x_2 = 88% a x_3 = 18% à pressão constante de 20 kPa.
(b) Processo 4-1: passagem de líquido saturado a vapor saturado à pressão constante de 8 MPa. Processo 2-3: passagem de x_2 = 67,5% a x_3 = 34,2% à pressão constante de 8 kPa.
(c) Processo 4-1: passagem de líquido saturado a vapor saturado à pressão constante de 0,15 MPa. Processo 2-3: passagem de x_2 = 90% a x_3 = 10% à pressão constante de 20 kPa.

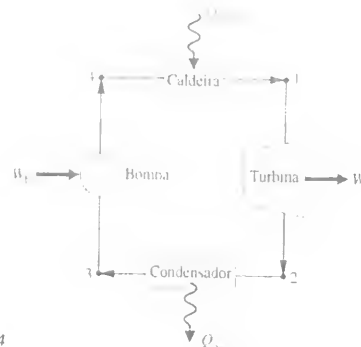



Fig. P5.84

5.85 Um ciclo de potência reversível R e um ciclo de potência irreversível I operam entre os mesmos dois reservatórios. Cada ciclo recebe Q_H do reservatório quente. O ciclo reversível produz o trabalho W_R enquanto o irreversível produz o trabalho W_I. O ciclo reversível descarrega Q_C para o reservatório frio enquanto o ciclo irreversível descarrega Q_C'.

(a) Usando a Eq. 5.13, avalie σ_{ciclo} para o ciclo I em termos de W_I, W_R e da temperatura T_C do reservatório frio apenas.

(b) Demonstre que $W_I < W_R$ e $Q_C' > Q_C$.

5.86 Um ciclo de refrigeração reversível R e um ciclo de refrigeração I operam entre os mesmos dois reservatórios, e cada um remove Q_C do reservatório frio. O trabalho líquido de entrada necessário por R é W_R, enquanto o trabalho líquido de entrada para I é W_I. O ciclo reversível descarrega Q_H para o reservatório quente, enquanto o ciclo irreversível descarrega Q_H'. Usando a Eq. 5.13, mostre que $W_I > W_R$ e que $Q_H' > Q_H$.

5.87 Usando a Eq. 5.13, responda aos seguintes itens que envolvem ciclos reversíveis e irreversíveis:

(a) Um *ciclo de potência* reversível e outro irreversível rejeitam cada um a energia Q_C para um reservatório frio à temperatura T_C e recebem [illegible] a energia Q_H [illegible] temperaturas T_H e [illegible], respectivamente. Não ocorrem outras trocas de calor. Mostre que [illegible].

(b) [illegible] reversível e outro irreversível rejeitam cada um a energia Q_H para um reservatório quente à temperatura T_H e recebem a energia Q_C de reservatórios quentes nas temperaturas T_C e T_C', respectivamente. Não ocorrem outras trocas de calor. Mostre que $T_C' > T_C$.

(c) Um ciclo de uma *bomba de calor* reversível e outro irreversível recebem cada um a energia Q_C de um reservatório frio à temperatura T_C e rejeitam a energia Q_H para reservatórios quentes nas temperaturas T_H e T_H', respectivamente. Não ocorrem outras trocas de calor. Mostre que $T_H' < T_H$.

5.88 A Fig. P5.88 mostra um sistema que consiste em um ciclo de potência acionando uma bomba de calor. Em regime permanente, o ciclo de potência recebe $\dot{Q}_s$ por transferência de calor a T_s da fonte de alta temperatura e fornece $\dot{Q}_1$ para uma residência a T_r. A bomba de calor recebe $\dot{Q}_0$ do exterior a T_0 e fornece $\dot{Q}_2$ para a residência. Usando a Eq. 5.13, obtenha uma expressão para o valor teórico máximo do parâmetro de desempenho $(\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2)/\dot{Q}_s$ em termos das razões de temperatura T_s/T_r e T_0/T_r.

Fig. P5.88

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

5.1P Experimentos realizados por pesquisadores australianos sugerem que a segunda lei pode ser violada quando se trata de microescala em intervalos de tempo acima de 2 segundos. Se essa afirmativa for validada, alguns dizem que esses resultados poderiam colocar um limite na engenharia relativa às nano-máquinas, porque tais dispositivos podem não se comportar apenas como versões em miniatura de suas partes maiores equivalentes. Investigue as implicações, se existirem, para a nanotecnologia desses resultados experimentais. Escreva um relatório com no mínimo três referências.

5.2P A Administração de Alimentos e Medicamentos dos Estados Unidos (FDA) durante muito tempo permitiu a aplicação de ácido cítrico, ácido ascórbico e outras substâncias para manter a carne fresca vermelha por mais tempo. Em 2002, a FDA começou a permitir que a carne fosse tratada com monóxido de carbono. O monóxido de carbono reage com a *mioglobina* na carne para produzir uma substância que resiste ao dourado natural da carne, dando assim à carne uma vida de prateleira mais longa. Investigue o uso de monóxido de carbono com esse propósito. Identifique a natureza da mioglobina e explique seu papel nas reações que fazem a carne dourar ou, quando tratada com monóxido de carbono, permitem que a carne pareça vermelha por mais tempo. Considere os perigos, se existirem, que podem acompanhar essa prática para os consumidores e para os trabalhadores da indústria de carne. Informe suas conclusões em um memorando.

5.3P Em um artigo da *internet* intitulado "Como são Produzidos os Relâmpagos e Por que a Segunda Lei da Termodinâmica é Invalida", o autor afirma que a eletricidade pode ser produzida economicamente através do trecho "A energia em forma de calor de ambientes à temperatura constante proveniente da atmosfera ou dos oceanos pode ser completamente convertida em trabalho". Analise criticamente essa afirmativa e informe suas conclusões em um memorando.

5.4P A Fig. P5.4P mostra um daqueles pássaros de brinquedo que aparentemente tomam uma série interminável de goles em um copo cheio de água. Prepare uma apresentação de 30 minutos adequada para um curso de ciências do ensino fundamental explicando os princípios de operação desse dispositivo e se o seu comportamento está em conflito ou não com a segunda lei.

Fig. P5.4P

5.5P A Fig. P5.5P mostra que a eficiência térmica típica das usinas dos Estados Unidos aumentou rapidamente no início e em meados do século XX, mas a partir de certo ponto o aumento foi gradual. Investigue os fatores mais importantes que contribuíram para esse pequeno aumento da eficiência térmica e as tecnologias mais promissoras a curto e a longo prazos que poderiam levar a ganhos apreciáveis de eficiência térmica. Informe suas conclusões em um memorando.

Fig. P5.5P

5.6P Investigue condições adversas de saúde que poderiam ser exacerbadas para pessoas que moram em *ilhas de calor* urbanas. Escreva um relatório com no mínimo três referências.

5.7P A taxa de transferência de calor através das paredes e do teto de um edifício é 3570 kJ/h por grau de diferença de temperatura entre o interior e o exterior. [illegible] °C. Compare o custo diário de se manter o edifício a [illegible] °C por intermédio de [illegible] de calor elétrica, de aquecimento direto por resistência elétrica e de uma caldeira a gás convencional. Informe suas conclusões em um memorando.

5.8P Insulina e vários outros medicamentos necessários diariamente para aqueles que sofrem de diabetes e outras doenças possuem estabilidade térmica relativamente baixa. Aqueles que vivem ou viajam para climas quentes correm o risco de que seus medicamentos sofram alguma alteração induzida pelo calor. Projete um compartimento de refrigeração para o transporte dos medicamentos sensíveis à temperatura que seja prático, leve e seguro. Além disso, o compartimento de refrigeração tem que ser movido apenas pelo movimento humano. Enquanto o objetivo a longo prazo é um produto de consumo de custo moderado, o relatório de projeto final precisa apenas fornecer o preço de custo de um único protótipo.

5.9P A Escala Internacional de Temperatura foi inicialmente adotada pelo Comitê Internacional de Pesos e Medidas, em 1927, de modo a fornecer um padrão mundial para medições de temperatura. Essa escala tem sido aperfeiçoada e estendida em diversas revisões, sendo a mais recente em 1990 (Escala Internacional de Temperatura de 1990, ITS-90). Quais são algumas das principais razões para as revisões da escala? Quais são algumas das principais mudanças que foram feitas a partir de 1927? Resuma suas conclusões em um memorando.

5.10P Um artigo técnico considera os furacões um exemplo de uma máquina *natural* de Carnot: K. A. Emmanuel, "Toward a General Theory of Hurricanes", *American Scientist*, 76, 371-379, 1988. Veja também *Physics Today*, 59, No. 8, 74-75, 2006 para uma discussão relatada por esse autor. Diz-se que uma patente americana (No. 4.885.913) foi inspirada nessa análise. O conceito possui mérito científico? Mérito de engenharia? Resuma suas conclusões em um memorando.

Utilizando a Entropia

Contexto de Engenharia

Até o momento, nosso estudo sobre a segunda lei tem se concentrado principalmente no enunciado aplicado a sistemas submetidos a ciclos termodinâmicos. Neste capítulo são apresentadas formas para a análise de sistemas a partir da segunda lei à medida que estes passam por processos que não são necessariamente ciclos. A propriedade *entropia* e o conceito de *geração de entropia*, apresentados no Cap. 5, exercem um importante papel nessas considerações.

O **objetivo** do presente capítulo é desenvolver a compreensão dos conceitos de entropia, incluindo o uso de balanços de entropia para sistemas fechados e volumes de controle em formas úteis para a análise de sistemas de engenharia. A desigualdade de Clausius, desenvolvida na Seção 5.11 e expressa através da Eq. 5.13, fornece a base necessária.

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo estará apto a....

✓ demonstrar conhecimento dos conceitos fundamentais relacionados à entropia e à segunda lei... incluindo a transferência de entropia, a geração de entropia e o princípio do aumento de entropia.

✓ avaliar a entropia, determinar a variação da entropia entre dois estados e analisar processos isoentrópicos utilizando os dados das propriedades apropriadas.

✓ representar a transferência de calor em um processo internamente reversível utilizando o conceito de área em um diagrama temperatura-entropia.

✓ aplicar balanços de entropia a sistemas fechados e volumes de controle.

✓ avaliar eficiências isoentrópicas de turbinas, bocais, compressores e bombas.

6.1 Entropia — Uma Propriedade do Sistema

A palavra *energia* faz parte de nossa linguagem cotidiana e por isso já estávamos, sem dúvida, familiarizados com o termo antes de encontrá-lo em cursos básicos de ciência. Essa familiaridade provavelmente facilitou o estudo de energia naqueles cursos básicos e neste curso de termodinâmica aplicada à engenharia. Neste capítulo será mostrado que a análise de sistemas a partir da visão da segunda lei é convenientemente realizada em termos da propriedade *entropia*. Energia e entropia constituem, ambas, conceitos abstratos. Entretanto, de forma diferente da energia, a palavra entropia é raramente ouvida em conversas cotidianas, e talvez nunca tenhamos lidado com ela de forma quantitativa antes. Energia e entropia exercem papéis importantes nos capítulos restantes deste livro.

6.1.1 Definindo a Variação de Entropia

Uma quantidade pode ser chamada de propriedade se, e somente se, sua variação entre dois estados é independente do processo (Seção 1.3). Este aspecto do conceito de propriedade é utilizado na presente seção juntamente com a desigualdade de Clausius para apresentar a variação de entropia, como pode ser visto a seguir.

Fig. 6.1 Dois ciclos internamente reversíveis.

$$\oint\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b = -\sigma_{ciclo}$$
(Eq. 5.13)

Dois ciclos executados por um sistema fechado estão representados na Fig. 6.1. Um dos ciclos consiste em um processo internamente reversível A do estado 1 ao estado 2, seguido por um processo internamente reversível C a partir do estado 2 ao estado 1. O outro ciclo consiste em um processo internamente reversível B do estado 1 ao estado 2, seguido do mesmo processo C a partir do estado 2 ao estado 1 do primeiro ciclo. Para o primeiro ciclo, a Eq. 5.13 (desigualdade de Clausius) toma a forma de

$$\left(\int_1^2 \frac{\delta Q}{T}\right)_A + \left(\int_2^1 \frac{\delta Q}{T}\right)_C = -\sigma_{ciclo}^{0} \qquad (6.1a)$$

Para o segundo ciclo, a Eq. 5.13 toma a forma

$$\left(\int_1^2 \frac{\delta Q}{T}\right)_B + \left(\int_2^1 \frac{\delta Q}{T}\right)_C = -\sigma_{ciclo}^{0} \qquad (6.1b)$$

Ao escrever as Eqs. 6.1, o termo σ_{ciclo} foi considerado nulo, uma vez que os ciclos são constituídos de processos internamente reversíveis.

Quando a Eq. 6.1b é subtraída da Eq. 6.1a, obtemos

$$\left(\int_1^2 \frac{\delta Q}{T}\right)_A = \left(\int_1^2 \frac{\delta Q}{T}\right)_B$$

Esta expressão mostra que a integral de $\delta Q/T$ é a mesma para ambos os processos. Uma vez que A e B são arbitrários, podemos concluir que a integral $\delta Q/T$ possui o mesmo valor para *qualquer* processo internamente reversível entre dois estados. Em outras palavras, o valor da integral depende somente dos estados inicial e final. Então, pode-se concluir que a integral representa a variação de alguma propriedade do sistema.

definição de variação de entropia

Escolhendo o símbolo S para representar essa propriedade, que é chamada de *entropia*, a ***variação de entropia*** é dada por

$$S_2 - S_1 = \left(\int_1^2 \frac{\delta Q}{T}\right)_{\substack{int\\rev}} \qquad (6.2a)$$

onde o subscrito "int rev" foi adicionado como um lembrete de que a integração é realizada para qualquer processo internamente reversível que conecta os dois estados. Na forma diferencial, a equação de definição para a variação de entropia se torna

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\substack{int\\rev}} \qquad (6.2b)$$

unidades para a entropia

A entropia é uma propriedade extensiva.

A ***unidade no sistema SI para a entropia*** é J/K. Entretanto no contexto deste livro é conveniente trabalhar em termos de kJ/K. Uma ***unidade inglesa para a entropia*** comumente utilizada é Btu/°R. Unidades no sistema SI para a entropia *específica* são kJ/kg · K para s e kJ/kmol · K para $\bar{s}$. Unidades inglesas comumente utilizadas para a entropia *específica* são Btu/lb · °R e Btu/lbmol · °R.

Deve ser esclarecido que a entropia é definida e avaliada em termos de uma expressão particular (Eq. 6.2a) para a qual *não é fornecido qualquer cenário físico associado*. Encontramos este fato anteriormente com a propriedade entalpia. A entalpia foi apresentada sem motivação física na Seção 3.6.1. Posteriormente, mostrou-se no Cap. 4 que a entalpia é útil para a análise termodinâmica de volumes de controle. Como para o caso da entalpia, de forma a adquirir um melhor entendimento

[illegible] restante deste capítulo.

6.1.2 Avaliando a Entropia

Como a entropia é uma propriedade, a variação de entropia de um sistema que evolui de um estado para outro é a mesma para *todos* os processos entre estes dois estados, tanto os internamente reversíveis quanto os internamente irreversíveis. Desse modo, a Eq. 6.2a permite a determinação da variação de entropia, e uma vez avaliada esta é a magnitude da variação de entropia para todos os processos do sistema entre os dois estados.

A equação de definição para a variação de entropia, Eq. 6.2a, serve de base para a avaliação da entropia relativa a um valor de referência em um estado de referência. O valor de referência e o estado de referência podem ser ambos arbitrariamente selecionados. O valor da entropia em qualquer estado y em relação a um estado de referência x é obtido, em princípio, a partir de

$$S_y = S_x + \left(\int_x^y \frac{\delta Q}{T}\right)_{\substack{int\\rev}} \qquad (6.3)$$

onde S_x é o valor de referência para a entropia em um estado de referência especificado.

A utilização de valores de entropia determinados em relação a um estado de referência arbitrário é satisfatória enquanto estes são utilizados em cálculos envolvendo diferenças de entropia, uma vez que para estas o valor de referência se cancela. Essa abordagem é suficiente para aplicações em que a composição permanece constante. Quando reações químicas ocorrem é necessário o tratamento em termos de valores *absolutos* de entropia, que são determinados utilizando a *terceira lei da termodinâmica* (Cap. 13).

6.1.3 Entropia e Probabilidade

A apresentação da termodinâmica aplicada à engenharia fornecida neste livro adota uma visão *macroscópica* na medida em que lida principalmente com o comportamento total ou global da matéria. Os conceitos macroscópicos da termodinâmica aplicada à engenharia apresentados até aqui, incluindo energia e entropia, se apóiam em definições operacionais, cuja validade é mostrada direta ou indiretamente através de experimentos. Todavia, a percepção de energia e entropia pode resultar de considerações sobre a microestrutura da matéria. Isso leva ao uso de *probabilidade* e à noção de *desordem*. Discussões adicionais sobre entropia, probabilidade e desordem são fornecidas na Seção 6.8.2.

6.2 Obtendo Valores de Entropia

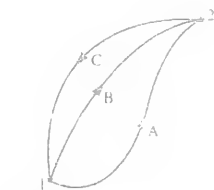
No Cap. 3 foram apresentadas maneiras de se obter valores de propriedades incluindo tabelas, gráficos e equações. Deu-se ênfase à avaliação das propriedades p, v, T, u e h necessárias para a aplicação dos princípios de conservação de massa e de energia. Para a aplicação da segunda lei são geralmente necessários valores de entropia. Nesta seção serão consideradas formas de obter valores de entropia.

Tabelas de dados termodinâmicos foram apresentadas nas Seções 3.5 e 3.6 (Tabelas A-2 a A-18). A entropia específica é tabelada da mesma forma que a considerada naquela ocasião para as propriedades v, u e h, e valores de entropia são obtidos de forma semelhante. Os valores da entropia específica fornecidos nas Tabelas A-2 a A-18 são relativos aos *estados e valores de referência* apresentados a seguir. Para a água, a entropia do líquido saturado a 0,01°C (32,02°F) é definida como nula. Com relação aos refrigerantes, o valor zero é atribuído à entropia do líquido saturado a −40°C (−40°F).

6.2.1 Valores para Vapor Superaquecido

Nas regiões de superaquecimento das tabelas de água e de refrigerantes, a entropia específica é tabelada juntamente com v, u e h em função da temperatura e da pressão. ➡ **POR EXEMPLO...** considere água em dois estados. No estado 1 a pressão é 3 MPa e a temperatura é 500°C. No estado 2, a pressão é 0,3 MPa e a entropia específica é a mesma do estado 1, $s_2 = s_1$. O objetivo é determinar a temperatura no estado 2. Utilizando T_1 e p_1 encontramos a entropia específica no estado 1 a partir da Tabela A-4 como $s_1 = 7{,}2338$ kJ/kg · K. O estado 2 é estabelecido pela pressão, $p_2 = 0{,}3$ MPa, e a entropia específica, $s_2 = 7{,}2338$ kJ/kg · K. Retornando à Tabela A-4 a 0,3 MPa e interpolando com s_2 entre 160 e 200°C, obtém-se $T_2 = 183$°C. ⬅

6.2.2 Valores de Saturação

Para estados de saturação, os valores de s_f e s_g são tabelados como uma função tanto da pressão de saturação quanto da temperatura de saturação. A entropia específica de uma mistura bifásica líquido-vapor é calculada utilizando o título

$$s = (1 - x)s_f + xs_g = s_f + x(s_g - s_f) \tag{6.4}$$

Essas relações possuem formas idênticas àquelas para v, u e h (Seções 3.5 e 3.6). ➥ **POR EXEMPLO...** determinemos a entropia específica do Refrigerante 134a em um estado em que a temperatura é 0°C e a energia interna específica é 138,43 kJ/kg. Utilizando a Tabela A-10, vemos que o valor fornecido de u se encontra entre u_f e u_g a 0°C, e então o sistema é uma mistura bifásica líquido-vapor. O título da mistura pode ser determinado a partir do valor conhecido da energia interna específica

$$x = \frac{u - u_f}{u_g - u_f} = \frac{138{,}43 - 49{,}79}{227{,}06 - 49{,}79} = 0{,}5$$

Então, com os valores da Tabela A-10, a Eq. 6.4 fornece

$$s = (1 - x)s_f + xs_g = (0{,}5)(0{,}1970) + (0{,}5)(0{,}9190) = 0{,}5580 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$ ⬅

6.2.3 Valores para Líquidos

Dados de líquidos comprimidos estão presentes para a água nas Tabelas A-5. Nessas tabelas s, v, u e h são tabelados em função da temperatura e da pressão como nas tabelas de vapor superaquecido, e as tabelas são utilizadas de forma semelhante. Na ausência de dados de líquido comprimido, o valor da entropia específica pode ser estimado da mesma forma que estimativas para v e u são obtidas para estados de líquido (Seção 3.10.1), utilizando o valor de líquido saturado na temperatura especificada

$$s(T, p) \approx s_f(T) \tag{6.5}$$

➥ **POR EXEMPLO...** suponhamos que o valor da entropia específica é requerido para a água a 25 bar, 200°C. A entropia específica é obtida diretamente da Tabela A-5 como s = 2,3294 kJ/kg · K. Utilizando o valor de líquido saturado para a entropia específica a 200°C a partir da Tabela A-2, a entropia específica é aproximada pela Eq. 6.7 como s = 2,3309 kJ/kg · K, que apresenta boa concordância com o valor anterior. ⬅

6.2.4 Determinação por Computador

Existem programas tais como o *Interactive Thermodynamics: IT* que fornecem dados para as substâncias consideradas nesta seção. Valores de entropia são obtidos por simples comandos de chamada colocados na área de trabalho de programas desse tipo. ➥ **POR EXEMPLO...** considere uma mistura bifásica líquido-vapor de H_2O a p = 1 bar, v = 0,8475 m³/kg. As instruções a seguir ilustram como a entropia específica e o título x são obtidos utilizando o *IT*. Os mesmos resultados podem ser obtidos através de um programa similar.

```
p = 1 // bar
v = 0,8475 // m³/kg
v = vsat_Px("Water/Steam",p,x)
s = ssat_Px("Water/Steam",p,x)
```

Tome Nota...
Observe que o *IT* não fornece dados de líquido comprimido para *nenhuma* substância. O programa retorna dados de entropia para líquidos utilizando a aproximação da Eq. 6.5. De forma semelhante, as Eqs. 3.11, 3.12 e 3.14 são utilizadas para avaliar valores de v, u e h, respectivamente.

O programa retorna os valores de x = 0,5 e s = 4,331 kJ/kg · K, que podem ser verificados utilizando os dados da Tabela A-3. Note que o título x é implícito na lista de argumentos da expressão do volume específico e não se torna necessária a resolução explícita para x. Como outro exemplo, considere vapor de amônia superaquecido a p = 1,5 bar, T = 8°C. A entropia específica é obtida através do programa da seguinte forma:

```
p = 1,5 // bar
T = 8 // °C
s = s_PT("Ammonia",p,T)
```

O programa fornece s = 5,981 kJ/kg · K, que apresenta boa concordância com o valor obtido por interpolação na Tabela A-15. ⬅

6.2.5 Utilizando Gráficos de Entropia

A utilização de diagramas de propriedades como um meio auxiliar na solução de problemas é enfatizada ao longo deste livro. Quando da aplicação da segunda lei frequentemente é útil localizar estados e representar processos em diagramas tendo a entropia como uma das coordenadas. Duas figuras comumente utilizadas tendo a entropia como uma das coordenadas são os diagramas temperatura-entropia e entalpia-entropia.

Diagrama Temperatura-Entropia

diagrama T–s

A principal característica do ***diagrama temperatura-entropia*** é mostrada na Fig. 6.2. Para diagramas mais detalhados para a água em unidades SI e inglesas veja as Figs. A-7. Observe que linhas de entalpia constante são mostradas nessas figuras. Note ainda que na região de vapor superaquecido as linhas de volume específico constante têm uma inclinação maior que as linhas de pressão constante. Nas mesmas figuras, linhas de título constante são mostradas na região bifásica líquido-vapor. Em algumas figuras, linhas de título constante são marcadas como linhas de *percentual de umidade*. O percentual de umidade é definido como a razão da massa de líquido pela massa total.

Na região de vapor superaquecido do diagrama T–s, linhas de entalpia específica constante se tornam aproximadamente horizontais à medida que a pressão diminui. Esses estados são indicados pela região sombreada mais clara na Fig. 6.2. Para estados nessa região do diagrama, a entalpia é determinada principalmente pela temperatura: $h(T, p) \approx h(T)$. Esta é a região do diagrama onde o modelo de gás ideal fornece uma aproximação apropriada. Para estados de vapor superaquecidos fora da área sombreada, tanto a temperatura como a pressão são necessárias para avaliar a entalpia, e o modelo de gás ideal não é apropriado.

Diagrama Entalpia–Entropia

As características fundamentais do diagrama entalpia-entropia, comumente conhecido como ***diagrama de Mollier***, são mostradas na Fig. 6.3. Para figuras detalhadas para a água em unidades SI e inglesas veja as Figs. A-8. Note a localização do ponto crítico e a forma das linhas de temperatura constante e de pressão constante. Linhas de título constante são mostradas na região bifásica líquido-vapor (algumas figuras fornecem linhas de percentual constante de umidade). A figura é construída com o intuito de se avaliar as propriedades em estados de vapor superaquecido e para misturas bifásicas líquido-vapor. Dados para líquidos são raramente mostrados. Na região de vapor superaquecido, linhas de temperatura constante se tornam aproximadamente horizontais à medida que a pressão é reduzida. Esses estados são aproximadamente indicados pela região sombreada mais clara na Fig. 6.3. Esta área corresponde à área sombreada mais clara no diagrama temperatura-entropia da Fig. 6.2, em que o modelo de gás ideal fornece uma aproximação apropriada.

➥ **POR EXEMPLO...** para ilustrar a utilização do diagrama de Mollier em unidades SI, considere dois estados da água. No estado 1, T_1 = 240°C, p_1 = 0,10 MPa. A entalpia específica e o título são necessários no estado 2, onde p_2 = 0,01 MPa e $s_2 = s_1$. Utilizando a Fig. A-8, o estado 1 está localizado na região de vapor superaquecido. Traçando uma linha vertical na direção da região bifásica líquido-vapor, o estado 2 é localizado. O título e a entalpia específica no estado 2 obtidos da figura apresentam boa concordância com os valores obtidos utilizando as Tabelas A-3 e A-4: x_2 = 0,98 e h_2 = 2537 kJ/kg. ⬅

Fig. 6.2 Diagrama temperatura-entropia

Fig. 6.3 Diagrama entalpia-entropia.

6.3 Utilizando as Equações $T\,dS$

Embora a variação de entropia entre dois estados possa ser determinada em princípio através da Eq. 6.2a, tais avaliações são geralmente feitas utilizando-se as equações $T\,dS$ desenvolvidas nesta seção. As equações $T\,dS$ permitem que variações de entropia sejam calculadas a partir de dados de outras propriedades mais facilmente determinados. A utilização das equações $T\,dS$ para a avaliação da variação de entropia em substâncias incompressíveis é ilustrada na Seção 6.4, e para gases ideais na Seção 6.5. Entretanto, a importância das equações $T\,dS$ é mais ampla do que a de determinar valores de entropia. No Cap. 11 essas equações são utilizadas como um ponto de partida para o desenvolvimento de várias relações importantes de propriedades para sistemas puros e compressíveis simples, incluindo formas de construir as tabelas de propriedades que fornecem u, h e s.

As equações $T\,dS$ são desenvolvidas considerando-se um sistema puro, compressível e simples submetido a um processo internamente reversível. Na ausência de movimento de corpo do sistema e de efeitos gravitacionais, um balanço de energia em forma diferencial pode ser escrito

$$(\delta Q)_{\substack{\text{int}\\\text{rev}}} = dU + (\delta W)_{\substack{\text{int}\\\text{rev}}} \tag{6.6}$$

A partir da definição de sistema simples compressível (Seção 3.1), o trabalho é

$$(\delta W)_{\substack{\text{int}\\\text{rev}}} = p\,dV \tag{6.7a}$$

Rearranjando a Eq. 6.2b, o calor transferido é

$$(\delta Q)_{\substack{\text{int}\\\text{rev}}} = T\,dS \tag{6.7b}$$

primeira equação $T\,dS$

Substituindo as Eqs. 6.7 na Eq. 6.6, obtemos a ***primeira equação $T\,dS$***

$$T\,dS = dU + p\,dV \tag{6.8}$$

A *segunda* relação $T\,dS$ é obtida a partir da Eq. 6.8 utilizando $H = U + pV$. Construindo a diferencial

$$dH = dU + d(pV) = dU + p\,dV + V\,dp$$

Rearranjando

$$dU + p\,dV = dH - V\,dp$$

segunda equação $T\,dS$

Substituindo esta na Eq. 6.8 resulta a ***segunda equação $T\,dS$***

$$T\,dS = dH - V\,dp \tag{6.9}$$

As equações $T\,dS$ podem ser escritas em uma base mássica como

$$T\,ds = du + p\,dv \tag{6.10a}$$

$$T\,ds = dh - v\,dp \tag{6.10b}$$

ou em uma base molar como

$$T\,d\bar{s} = d\bar{u} + p\,d\bar{v} \tag{6.11a}$$

$$T\,d\bar{s} = d\bar{h} - \bar{v}\,dp \tag{6.11b}$$

Embora as equações $T\,dS$ sejam obtidas considerando um processo internamente reversível, uma variação de entropia obtida pela integração dessas equações corresponde à variação para *qualquer* processo, reversível ou irreversível, entre dois estados de equilíbrio de um sistema. Como a entropia é uma propriedade, a variação de entropia entre dois estados é independente dos detalhes do processo que é percorrido entre esses estados.

Para demonstrar a utilização das equações $T\,dS$ considere a mudança de fase de líquido saturado para vapor saturado à temperatura e pressão constantes. Uma vez que a pressão é constante, a Eq. 6.10b se reduz a

$$ds = \frac{dh}{T}$$

Dessa forma, uma vez que a temperatura é também constante durante a mudança de fase

$$s_g - s_f = \frac{h_g - h_f}{T} \tag{6.12}$$

Esta equação mostra como [illegible] para a construção de tabelas de propriedades. ➡ **POR EXEMPLO...** considere o Refrigerante 134a a 0°C. A partir da Tabela A-10, $h_g - h_f = 197,21$ kJ/kg, então, com a Eq. 6.12

$$s_g - s_f = \frac{197,21\ \text{kJ/kg}}{273,15\ \text{K}} = 0,7220\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

que corresponde ao valor calculado utilizando s_f e s_g a partir da tabela. De forma a discutir um exemplo semelhante em unidades inglesas, considere o Refrigerante 134a a 0°F (−17,8°C). A partir da Tabela A-10E, $h_g - h_f = 90,12$ Btu/lb (209,6 kJ/kg), então

$$s_g - s_f = \frac{90,12\ \text{Btu/lb}}{459,67\ \text{°R}} = 0,1961\ \frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot\text{°R}}$$

que concorda com o valor calculado utilizando os valores de s_g e s_f tabelados. ⬅

6.4 Variação de Entropia para uma Substância Incompressível

Nesta seção, a Eq. 6.10a da Seção 6.3 é usada para avaliar a variação de entropia entre dois estados de uma substância incompressível. O modelo de substância incompressível apresentado na Seção 3.10.2 admite que o volume específico (massa específica) seja constante e que a energia interna específica dependa somente da temperatura. Assim, $du = c(T)dT$, onde c representa o calor específico da substância, e a Eq. 6.10a se reduz a

$$ds = \frac{c(T)dT}{T} + \frac{p\,dv^{\,0}}{T} = \frac{c(T)dT}{T}$$

Por integração, a variação da entropia específica é

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c(T)}{T}\,dT$$

Quando se supõe o calor específico constante, esta expressão se torna

$$s_2 - s_1 = c \ln \frac{T_2}{T_1} \quad \text{(incompressível, } c \text{ constante)} \tag{6.13}$$

A Eq. 6.13, juntamente com as Eqs. 3.20 que fornecem Δu e Δh, respectivamente, são aplicáveis a líquidos e sólidos quando estes são modelados como incompressíveis. Calores específicos de alguns líquidos e sólidos de uso comum são dados na Tabela A-19.

➡ **POR EXEMPLO...** considere um sistema composto por água líquida, inicialmente a $T_1 = 300$ K e $p_1 = 1$ bar, passando por um processo cujo estado final corresponde a $T_2 = 323$ K e $p_2 = 1$ bar. Há duas formas de determinar a variação da entropia específica neste caso. A primeira delas utiliza a Eq. 6.5 juntamente com os dados de líquido saturado da Tabela A-2. Ou seja, $s_1 \approx s_f(T_1) = 0,3954$ kJ/kg · K e $s_2 \approx s_f(T_2) = 0,7038$ kJ/kg · K, fornecendo $s_2 - s_1 = 0,308$ kJ/kg · K. A segunda utiliza o modelo incompressível. Isto é, com a Eq. 6.13 e $c = 4,18$ kJ/kg · K da Tabela A-19, obtemos

$$s_2 - s_1 = c \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$= \left(4,18\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right) \ln\left(\frac{323\ \text{K}}{300\ \text{K}}\right) = 0,309\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Comparando os valores obtidos para a variação da entropia específica utilizando as duas abordagens aqui consideradas, observa-se que eles apresentam concordância. ⬅

6.5 Variação de Entropia de um Gás Ideal

Nesta seção as equações $T\,dS$ da Seção 6.3 são utilizadas para avaliar a variação de entropia entre dois estados para um gás ideal. Para uma rápida revisão das relações do modelo de gás ideal, veja a Tabela 6.1.

É conveniente começar com as Eqs. 6.10 escritas como

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{p}{T}\,dv \tag{6.14}$$

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v}{T}dp \tag{6.15}$$

Para um gás ideal, $du = c_v(T)dT$, $dh = c_p(T)dT$ e $pv = RT$. Com estas relações, as Eqs. 6.14 e 6.15 se tornam, respectivamente,

$$ds = c_v(T)\frac{dT}{T} + R\frac{dv}{v} \quad \text{e} \quad ds = c_p(T)\frac{dT}{T} - R\frac{dp}{p} \tag{6.16}$$

Por integração, as Eqs. 6.16 fornecem, respectivamente,

$$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)\frac{dT}{T} + R \ln\frac{v_2}{v_1} \tag{6.17}$$

$$s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)\frac{dT}{T} - R \ln\frac{p_2}{p_1} \tag{6.18}$$

Como R é constante, os últimos termos das Eqs. 6.16 podem ser integrados diretamente. Entretanto, como c_v e c_p são funções da temperatura para gases ideais, é necessário ter informações sobre a relação funcional antes que a integração do primeiro termo nessas equações possa ser realizada. Já que os dois calores específicos estão relacionados por

$$c_p(T) = c_v(T) + R \tag{3.44}$$

onde R é a constante do gás, o conhecimento de qualquer uma das relações funcionais mencionadas é suficiente.

6.5.1 Utilizando Tabelas de Gás Ideal

Da mesma forma que para as variações da energia interna e da entalpia, a avaliação de variações de entropia para gases ideais pode ser reduzida a uma conveniente forma tabular. Inicia-se com a introdução de uma nova variável $s°(T)$, dada por

$$s°(T) = \int_{T'}^{T} \frac{c_p(T)}{T} dT \tag{6.19}$$

onde T' é uma temperatura arbitrária de referência.

A integral da Eq. 6.18 pode ser escrita em termos de $s°$ como a seguir

$$\int_{T_1}^{T_2} c_p\frac{dT}{T} = \int_{T'}^{T_2} c_p\frac{dT}{T} - \int_{T'}^{T_1} c_p\frac{dT}{T}$$
$$= s°(T_2) - s°(T_1)$$

Tabela 6.1

Revisão do Modelo de Gás Ideal

Equações de Estado:

$$pv = RT \tag{3.32}$$
$$pV = mRT \tag{3.33}$$

Variações de u e h:

$$u(T_2) - u(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)dT \tag{3.40}$$

$$h(T_2) - h(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)dT \tag{3.43}$$

Calores Específicos Constantes	Calores Específicos Variáveis
$u(T_2) - u(T_1) = c_v(T_2 - T_1)$ (3.50)	$u(T)$ e $h(T)$ são obtidos das Tabelas A-22
$h(T_2) - h(T_1) = c_p(T_2 - T_1)$ (3.51)	para o ar (base mássica) e das Tabelas A-23
Veja os dados para c_v e c_p nas Tabelas A-20, 21.	para diversos outros gases (base molar).

Assim, a Eq. 6.18 pode ser escrita como

$$s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1) = s°(T_2) - s°(T_1) - R \ln\frac{p_2}{p_1} \tag{6.20a}$$

ou, em uma base molar, como

$$\bar{s}(T_2, p_2) - \bar{s}(T_1, p_1) = \bar{s}°(T_2) - \bar{s}°(T_1) - \bar{R} \ln\frac{p_2}{p_1} \tag{6.20b}$$

Como $s°$ depende somente da temperatura, ela pode ser tabelada em função desta variável, da mesma forma que h e u. Para o ar considerado gás ideal, $s°$ em unidades de kJ/kg · K ou Btu/lb · °R é dada nas Tabelas A-22. Valores de $\bar{s}°$ para vários outros gases de uso comum são dados nas Tabelas A-23 em unidades de kJ/kmol · K ou Btu/lbmol · °R. Quando a temperatura de referência T' da Eq. 6.19 é selecionada como 0 K (0°C), a variável $s°$ é identificada como a entropia *absoluta*. Veja a Seção 13.5 para discussões adicionais.

Utilizando as Eqs. 6.20 e os valores tabelados para $s°$ ou $\bar{s}°$ apropriadamente, variações de entropia que contemplam explicitamente a variação do calor específico com a temperatura podem ser determinadas.

➥ **POR EXEMPLO...** avaliemos a variação da entropia específica, em kJ/kg · K, para o ar admitido como gás ideal de um estado onde T_1 = 300 K e p_1 = 1 bar a um estado onde T_2 = 1000 K e p_2 = 3 bar. Utilizando a Eq. 6.20a e os dados da Tabela A-22

$$s_2 - s_1 = s°(T_2) - s°(T_1) - R \ln\frac{p_2}{p_1}$$
$$= (2{,}96770 - 1{,}70203)\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} - \frac{8{,}314}{28{,}97}\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \ln\frac{3 \text{ bar}}{1 \text{ bar}}$$
$$= 0{,}9504 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \;\blacktriangleleft$$

Se a tabela que fornece $s°$ (ou $\bar{s}°$) não está disponível para um determinado gás, as integrais das Eqs. 6.17 e 6.18 podem ser avaliadas analítica ou numericamente utilizando dados de calor específico tais como os fornecidos pelas Tabelas A-20 e A-21.

6.5.2 Assumindo Calores Específicos Constantes

Quando valores de calores específicos c_v e c_p são admitidos como constantes, as Eqs. 6.17 e 6.18 se reduzem, respectivamente, a

$$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = c_v \ln\frac{T_2}{T_1} + R \ln\frac{v_2}{v_1} \tag{6.21}$$

$$s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1) = c_p \ln\frac{T_2}{T_1} - R \ln\frac{p_2}{p_1} \tag{6.22}$$

Estas equações, juntamente com as Eqs. 3.50 e 3.51 que fornecem Δu e Δh, respectivamente, são aplicáveis quando o modelo de gás ideal é utilizado com calores específicos constantes.

➥ **POR EXEMPLO...** determinemos a variação da entropia específica, em kJ/kg · K, para o ar admitido como gás ideal submetido a um processo de T_1 = 300 K, p_1 = 1 bar para T_2 = 400 K, p_2 = 5 bar. Devido ao pequeno intervalo relativo de temperatura, admitimos um valor constante de c_p avaliado a 350 K. Utilizando a Eq. 6.22 e c_p = 1,008 kJ/kg · K da Tabela A-20

$$\Delta s = c_p \ln\frac{T_2}{T_1} - R \ln\frac{p_2}{p_1}$$
$$= \left(1{,}008\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)\ln\left(\frac{400 \text{ K}}{300 \text{ K}}\right) - \left(\frac{8{,}314}{28{,}97}\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)\ln\left(\frac{5 \text{ bar}}{1 \text{ bar}}\right)$$
$$= -0{,}1719 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \;\blacktriangleleft$$

6.5.3 Determinação por Código Computacional

Para gases modelados como gases ideais o *IT*, por exemplo, fornece *diretamente* $s(T, p)$ com base na seguinte forma da Eq. 6.18

$$s(T, p) - s(T_{ref}, p_{ref}) = \int_{T_{ref}}^{T} \frac{c_p(T)}{T} dT - R \ln\frac{p}{p_{ref}}$$

[illegible] K (0 R) [illegible] atm e s(T [illegible]) levando a

$$[illegible]$$

Tais escolhas para o estado de referência e o valor de referência possibilitam o uso do *IT* ou programa similar em aplicações de combustão; veja a Seção 13.5.1 para discussões adicionais.

As *variações* da entropia específica avaliadas utilizando-se o código computacional devem apresentar concordância com as *variações* de entropia avaliadas utilizando-se as tabelas de gás ideal. ➡ **POR EXEMPLO**... considere um processo com ar admitido como gás ideal de $T_1 = 300$ K, $p_1 = 1$ bar a $T_2 = 1000$ K, $p_2 = 3$ bar. Em se tratando do *IT*, a variação da entropia específica representada por dels é determinada em unidades SI da seguinte forma.

```
p1 = 1//bar
T1 = 300// K
p2 = 3
T2 = 1000
s1 = s_TP("Air",T1,p1)
s2 = s_TP("Air",T2,p2)
dels = s2 - s1
```

O programa fornece os valores de $s_1 = 1{,}706$, $s_2 = 2{,}656$ e dels $= 0{,}9501$, todos em kJ/kg · K. Este valor para Δs concorda com o valor obtido quando a Tabela A-22 é utilizada, 0,9504 kJ/kg · K, conforme mostrado no exemplo final da Seção 6.5.1. ⬅ Observe que o programa fornece diretamente valores da entropia específica e não utiliza a função especial $s°$.

6.6 Variação de Entropia em Processos Internamente Reversíveis

Nesta seção é considerada a relação entre a variação de entropia e a quantidade de calor transferida para processos internamente reversíveis. Os conceitos apresentados possuem importantes aplicações em seções subseqüentes deste livro. A discussão apresentada está limitada ao caso de sistemas fechados. Considerações semelhantes para volumes de controle são apresentadas na Seção 6.13.

À medida que um sistema fechado é submetido a um processo internamente reversível sua entropia pode aumentar, diminuir ou permanecer constante. Este fato pode ser percebido usando

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\substack{int\\rev}} \tag{6.2b}$$

que indica que quando um sistema fechado submetido a um processo internamente reversível recebe energia sob a forma de calor o sistema experimenta um aumento de entropia. Por outro lado, quando energia é retirada do sistema por transferência de calor a entropia do sistema diminui. Isso significa que a ***transferência de entropia** acompanha* a transferência de calor. O sentido da transferência de entropia é o mesmo da transferência de calor. Em um processo internamente reversível *adiabático*, a entropia permaneceria constante. Um processo a entropia constante é chamado de ***processo isoentrópico***.

transferência de entropia

processo isoentrópico

6.6.1 Área Representativa da Transferência de Calor

Rearranjando, a Eq. 6.2b fornece

$$\delta Q_{\substack{int\\rev}} = T\,dS$$

Integrando de um estado inicial 1 a um estado final 2

$$Q_{\substack{int\\rev}} = \int_1^2 T\,dS \tag{6.23}$$

Fig. 6.4 Área correspondente ao calor transferido em um processo internamente reversível de um sistema fechado

A partir da Eq. 6.23 se conclui que a transferência de energia por calor para um sistema fechado durante um processo internamente reversível pode ser representada como uma área no diagrama temperatura-entropia. A Fig. 6.4 ilustra a área representativa da quantidade de calor transferida para um processo internamente reversível arbitrário no qual a temperatura varia. Note cuidadosamente que a temperatura deve estar em kelvin ou graus Rankine, e que a área corresponde à área total sob a curva (mostrada de forma sombreada). Observe ainda que a interpretação geométrica da quantidade de calor transferida não é válida para processos irreversíveis, como será demonstrado mais adiante.

6.6.2 Aplicação do Ciclo de Carnot

De forma a fornecer um exemplo ilustrando tanto a variação de entropia devida à transferência de calor quanto a interpretação geométrica da quantidade de calor transferida, considere a Fig. 6.5a que mostra um ***ciclo de potência de Carnot*** (Seção 5.10). O ciclo consiste em quatro processos internamente reversíveis em série: dois processos isotérmicos alternados com dois processos adiabáticos. No Processo 2-3, a transferência de calor para o sistema ocorre enquanto a temperatura do sistema se mantém constante a T_H. A entropia do sistema aumenta devido à transferência de entropia associada. Para este processo, a Eq. 6.23 indica que $Q_{23} = T_H(S_3 - S_2)$, de forma que a área 2-3-a-b-2 na Fig. 6.5a representa a quantidade de calor transferida durante o processo. O Processo 3-4 é um processo adiabático e internamente reversível e dessa forma é um processo isoentrópico (entropia constante). O Processo 4-1 é um processo isotérmico a T_C durante o qual calor é transferido *a partir* do sistema. Uma vez que a transferência de entropia acompanha a transferência de calor, a entropia do sistema decresce. Para este processo, a Eq. 6.23 fornece $Q_{41} = T_C(S_1 - S_4)$, que possui um sinal negativo. A área 4-1-b-a-4 na Fig. 6.5a representa a *magnitude* da quantidade de calor transferida Q_{41}. O Processo 1-2, que completa o ciclo, é adiabático e internamente reversível (isoentrópico).

ciclo de Carnot

Como o trabalho líquido de qualquer ciclo é igual à quantidade líquida de calor trocado, a área *inscrita* 1-2-3-4-1 representa o trabalho líquido do ciclo. A eficiência térmica de um ciclo pode também ser expressa em termos de áreas:

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{23}} = \frac{\text{área } 1\text{-}2\text{-}3\text{-}4\text{-}1}{\text{área } 2\text{-}3\text{-}a\text{-}b\text{-}2}$$

O numerador desta expressão é $(T_H - T_C)(S_3 - S_2)$, e o denominador é $T_H(S_3 - S_2)$, de forma que a eficiência térmica pode ser expressa em termos somente de temperaturas como $\eta = 1 - T_C/T_H$. Se o ciclo fosse executado como mostrado na Fig. 6.5b, o resultado seria o ciclo de refrigeração de Carnot ou ciclo de bomba de calor. Neste tipo de ciclo o calor é transferido para o sistema enquanto a temperatura se mantém igual a T_C, de forma que a entropia aumenta durante o Processo 1-2. No Processo 3-4 o calor é transferido a partir do sistema enquanto a temperatura permanece constante a T_H, e a entropia diminui.

6.6.3 Trabalho e Transferência de Calor em um Processo Internamente Reversível de Água

Para ilustrar mais claramente os conceitos apresentados nesta seção, o Exemplo 6.1 considera água submetida a um processo internamente reversível e contida em um conjunto cilindro-pistão.

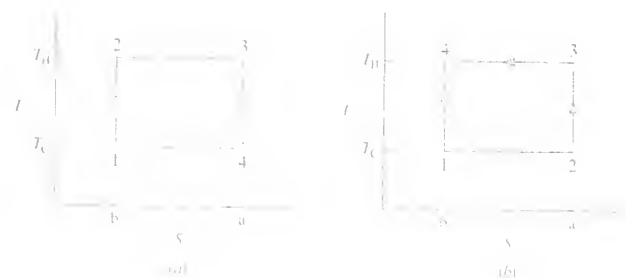



Fig. 6.5 Ciclos de Carnot em diagramas temperatura-entropia. (*a*) Ciclo de potência (*b*) Ciclo de refrigeração ou bomba de calor.

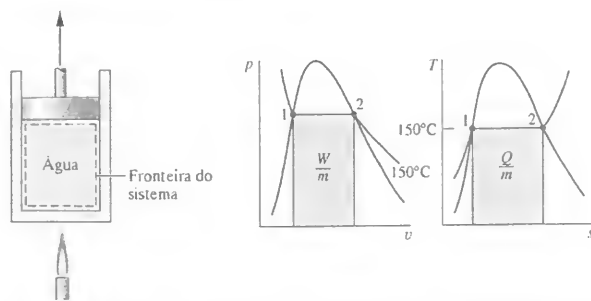
Exemplo 6.1 PROCESSO INTERNAMENTE REVERSÍVEL PARA A ÁGUA

Água, inicialmente como líquido saturado a 150°C (423,15 K), está contida em um conjunto cilindro-pistão. A água é submetida a um processo que a leva ao estado correspondente de vapor saturado, durante o qual o pistão se move livremente ao longo do cilindro. Considerando que a mudança de estado acontece em virtude do aquecimento da água à medida que esta percorre um processo internamente reversível a pressão e temperatura constantes, determine o trabalho e a quantidade de calor transferida por unidade de massa, em kJ/kg.

Solução

Dado: água contida em um conjunto cilindro-pistão é submetida a um processo internamente reversível a 150°C a partir do estado de líquido saturado até o estado de vapor saturado.

Pede-se: determine o trabalho e a quantidade de calor transferida por unidade de massa.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Modelo de Engenharia:

1. A água no conjunto cilindro-pistão constitui um sistema fechado.
2. O processo é internamente reversível.
3. A temperatura e a pressão se mantêm constantes durante o processo.
4. Não ocorrem variações das energias cinética e potencial entre os estados inicial e final.

Fig. E6.1

Análise: para pressão constante, o trabalho se torna

$$\frac{W}{m} = \int_1^2 p\,dv = p(v_2 - v_1)$$

Com os valores obtidos na Tabela A-2 para 150°C

$$\frac{W}{m} = (4{,}758\,\text{bar})(0{,}3928 - 1{,}0905 \times 10^{-3})\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)\left|\frac{10^5\,\text{N/m}^2}{1\,\text{bar}}\right|\left|\frac{1\,\text{kJ}}{10^3\,\text{N}\cdot\text{m}}\right|$$

$$= 186{,}38\ \text{kJ/kg}$$

Uma vez que o processo é internamente reversível e a temperatura constante, a Eq. 6.23 fornece

$$Q = \int_1^2 T\,dS = m\int_1^2 T\,ds$$

ou

$$\frac{Q}{m} = T(s_2 - s_1)$$

Com os valores da Tabela A-2

❶ $$\frac{Q}{m} = (423{,}15\ \text{K})(6{,}8379 - 1{,}8418)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} = 2114{,}1\ \text{kJ/kg}$$

Como mostrado na figura que acompanha a solução, o trabalho e a transferência de calor podem ser representados por áreas nos diagramas p–v e T–s, respectivamente.

❶ A quantidade de calor transferida pode ser avaliada alternativamente a partir do balanço de energia escrito em uma base mássica como

$$u_2 - u_1 = \frac{Q}{m} - \frac{W}{m}$$

Introduzindo $W/m = p(v_2 - v_1)$ e resolvendo

$$\frac{Q}{m} = (u_2 - u_1) + p(v_2 - v_1)$$

$$= (u_2 + pv_2) - (u_1 + pv_1)$$

$$= h_2 - h_1$$

A partir da Tabela A-2 a 150°C, $h_2 - h_1 = 2114{,}3$ kJ/kg, que concorda com o valor de Q/m obtido na solução.

Habilidades Desenvolvidas:

[illegible]

Teste-Relâmpago

Considerando que os estados inicial e final são estados de saturação a 100°C (373,15K), determine o trabalho e a transferência de calor por unidade de massa, ambos em kJ/kg.

Resposta: 170 kJ/kg, 2257 kJ/kg

6.7 Balanço de Entropia para Sistemas Fechados

Nesta seção inicia-se o estudo do ***balanço de entropia***. O balanço de entropia é uma expressão da segunda lei particularmente conveniente para a análise termodinâmica. A apresentação em questão é restrita a sistemas fechados. O balanço de entropia é estendido a volumes de controle na Seção 6.9.

balanço de entropia

Assim como massa e energia são consideradas para os balanços de massa e energia, respectivamente, a entropia é considerada para o balanço de entropia. Na Eq. 5.2, o balanço de entropia é expresso em palavras da seguinte forma

$$\begin{bmatrix}\textit{variação}\text{ da quantidade de}\\ \text{entropia contida no sistema}\\ \text{durante um certo intervalo}\\ \text{de tempo}\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}\text{quantidade líquida de}\\ \text{entropia }\textit{transferida para}\\ \textit{dentro}\text{ através da fronteira}\\ \text{do sistema durante o}\\ \text{intervalo de tempo}\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}\text{quantidade de entropia }\textit{produzida}\\ \textit{no interior}\text{ do sistema durante o}\\ \text{intervalo de tempo}\end{bmatrix}$$

Matematicamente, o ***balanço de entropia para um sistema fechado*** toma a forma

balanço de entropia para um sistema fechado

$$\underbrace{S_2 - S_1}_{\substack{\text{variação}\\ \text{de entropia}}} = \underbrace{\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b}_{\substack{\text{transferência}\\ \text{de entropia}}} + \underbrace{\sigma}_{\substack{\text{geração}\\ \text{de entropia}}} \tag{6.24}$$

onde o subscrito b indica que o integrando é avaliado na fronteira do sistema. Para o desenvolvimento da Eq. 6.24, veja o boxe.

Algumas vezes é conveniente a utilização do balanço de entropia expresso em forma diferencial

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b + \delta\sigma \tag{6.25}$$

Desenvolvendo o Balanço de Entropia para o Sistema Fechado

O balanço de entropia para sistemas fechados pode ser desenvolvido utilizando a *desigualdade de Clausius* expressa pela Eq. 5.13 (Seção 5.11) e a equação de definição para a variação de entropia, Eq. 6.2a, como se segue:

A Fig. 6.6 mostra um ciclo executado por um sistema fechado. O ciclo consiste no processo I, durante o qual irreversibilidades internas estão presentes, seguido pelo processo internamente reversível R. Para este ciclo, a Eq. 5.13 toma a forma

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\substack{\text{int}\\ \text{rev}}} = -\sigma \tag{a}$$

onde a primeira integral está relacionada ao processo I e a segunda ao processo R. O subscrito b na primeira integral serve de lembrete de que o integrando é avaliado na fronteira do sistema. O subscrito não é necessário na segunda integral, uma vez que a temperatura é uniforme ao longo do sistema em cada estado intermediário do processo internamente reversível. Uma vez que nenhuma irreversibilidade está associada ao processo R, o termo σ_{ciclo} da Eq. 5.13, que contabiliza os efeitos de irreversibilidades no ciclo, está relacionado somente ao ciclo I e é mostrado na Eq. (a) simplesmente como σ.

Aplicando a definição da variação de entropia, Eq. 6.2a, podemos expressar a segunda integral da Eq. (a) como

$$\int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\substack{\text{int}\\ \text{rev}}} = S_1 - S_2 \tag{b}$$

Com esta relação, a Eq. (a) se torna

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b + (S_1 - S_2) = -\sigma \tag{c}$$

Finalmente, rearranjando a última equação é obtido o balanço de entropia para um sistema fechado, dado pela Eq. 6.24.

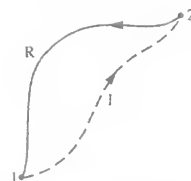



Fig. 6.6 Ciclo utilizado no desenvolvimento do balanço de entropia.

Note que as diferenciais das grandezas [illegible] Q [illegible] propriedades, são mostradas, respectivamente, como δQ [illegible]. Quando irreversibilidades internas [illegible] se anula e a Eq. 6.25 se reduz à Eq. 6.20.

Em cada uma de suas formas alternativas o balanço de entropia pode ser visto como um enunciado da segunda lei da termodinâmica. Para a análise de sistemas de engenharia, o balanço de entropia é um meio mais eficaz de aplicar a segunda lei do que os enunciados de Clausius e Kelvin-Planck, fornecidos no Cap. 5.

6.7.1 Interpretando o Balanço de Entropia para um Sistema Fechado

Se os estados-limite do processo são fixados, a variação de entropia no lado esquerdo da Eq. 6.24 pode ser avaliada independentemente dos detalhes do processo. Entretanto, os dois termos no lado direito dependem explicitamente da natureza do processo e não podem ser determinados unicamente a partir do conhecimento dos estados-limite do processo. O primeiro termo do lado direito da Eq. 6.24 está associado com a transferência de calor para ou a partir do sistema durante o processo. Este termo pode ser interpretado como a ***transferência de entropia associada à transferência de calor***. O sentido da transferência de entropia é o mesmo sentido da transferência de calor, e a mesma convenção de sinais da transferência de calor se aplica. Um valor positivo significa que a entropia é transferida para o interior do sistema e um valor negativo significa que entropia é transferida para fora. Quando não ocorre transferência de calor, não ocorre transferência de entropia.

transferência de entropia associada à transferência de calor

A variação de entropia de um sistema não está somente relacionada à transferência de entropia, mas ocorre em parte devido ao segundo termo no lado direito da Eq. 6.24 representado por σ. O termo σ é positivo quando irreversibilidades internas estão presentes durante o processo e se anula quando irreversibilidades internas não estão presentes. Este fato pode ser descrito pela afirmação de que a ***entropia é produzida*** (ou *gerada*) no interior do sistema pela ação de irreversibilidades. A segunda lei da termodinâmica pode ser interpretada como obrigando que a entropia seja gerada por irreversibilidades e conservada somente no limite em que as irreversibilidades sejam reduzidas a zero. Uma vez que σ fornece uma medida dos efeitos das irreversibilidades presentes no interior de um sistema durante um processo, seu valor depende da natureza do processo, e não somente dos estados-limite. *A geração de entropia não é uma propriedade*.

geração de entropia

Quando se aplica o balanço de entropia para um sistema fechado é essencial lembrar-se das restrições impostas pela segunda lei sobre a geração de entropia: a segunda lei determina que a *geração* de entropia possua valores positivos ou nulos

$$\sigma: \begin{cases} > 0 & \text{presença de irreversibilidades no sistema} \\ = 0 & \text{ausência de irreversibilidades no sistema} \end{cases} \tag{6.26}$$

O valor da geração de entropia não pode ser negativo. Por outro lado, a *variação* de entropia de um sistema pode ser positiva, negativa ou nula

$$S_2 - S_1: \begin{cases} > 0 \\ = 0 \\ < 0 \end{cases} \tag{6.27}$$

Como as outras propriedades, as variações de entropia podem ser determinadas sem o conhecimento dos detalhes do processo.

6.7.2 Avaliando Geração e Transferência de Entropia

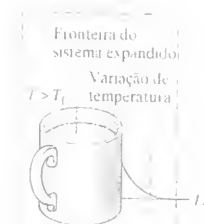
O objetivo em várias aplicações do balanço de entropia é avaliar o termo de geração de entropia. Entretanto, o valor da geração de entropia para um dado processo de um sistema geralmente não possui, por si mesmo, maior significado. O significado é normalmente obtido através de comparação. Por exemplo, a geração de entropia no interior de um dado componente pode ser comparada a valores de geração de entropia em outros componentes incluídos no sistema global formado por esses componentes. Pela comparação de valores de geração de entropia, os componentes em que irreversibilidades apreciáveis ocorrem podem ser identificados e colocados em ordem de importância. Este procedimento permite que a atenção seja focada nos componentes que contribuem mais para a ineficiência da operação do sistema global.

Para avaliar o termo de transferência de entropia do balanço de entropia são necessárias informações tanto sobre a transferência de calor como sobre a temperatura na fronteira onde a transferência de calor ocorre. Contudo, o termo de transferência de entropia não está sempre sujeito a avaliação direta, uma vez que a informação necessária é desconhecida ou não definida, como ocorre quando o sistema passa por estados suficientemente afastados do equilíbrio. Dessa forma, nessas aplicações pode ser conveniente ampliar o sistema de forma a incluir uma quantidade suficiente da vizinhança de maneira que a temperatura do *sistema ampliado* corresponda à temperatura na vizinhança longe

Fronteira do sistema expandido

Variação de temperatura

$T > T_f$

T_f

[illegible] à temperatura T_f. O termo de transferência de entropia é então simplesmente Q/T_f. Entretanto, como as irreversibilidades presentes não seriam somente as do sistema de interesse, mas as do sistema ampliado, o termo de geração de entropia estaria relacionado aos efeitos das irreversibilidades internas no interior do sistema original e das irreversibilidades externas presentes no interior da parcela da vizinhança incluídas no sistema ampliado.

6.7.3 Aplicações do Balanço de Entropia para um Sistema Fechado

Os exemplos a seguir ilustram a utilização de balanços de energia e de entropia para a análise de sistemas fechados. Relações de propriedades e diagramas de propriedades também contribuem significativamente no desenvolvimento das soluções. O Exemplo 6.2 reconsidera o sistema e os estados inicial e final do Exemplo 6.1 para demonstrar que a entropia é gerada quando irreversibilidades internas estão presentes e que a quantidade de entropia gerada não é uma propriedade. No Exemplo 6.3, o balanço de entropia é usado para determinar o trabalho de compressão teórico mínimo.

Exemplo 6.2 PROCESSO IRREVERSÍVEL PARA A ÁGUA

Água, inicialmente como líquido saturado a 150°C, está contida em um conjunto cilindro-pistão. A água é submetida a um processo que a leva ao estado correspondente de vapor saturado, durante o qual o pistão se move livremente ao longo do cilindro. Não ocorre transferência de calor para a vizinhança. Se a mudança de estado acontece pela ação de um agitador, determine o trabalho líquido por unidade de massa, em kJ/kg, e a quantidade de entropia produzida por unidade de massa, em kJ/kg · K.

Solução

Dado: água contida em um conjunto cilindro-pistão é submetida a um processo adiabático a partir do estado de líquido saturado até o estado de vapor saturado a 150°C. Durante esse processo o pistão se move livremente e a água é rapidamente misturada por um agitador.

Pede-se: determine o trabalho líquido e a entropia gerada por unidade de massa.

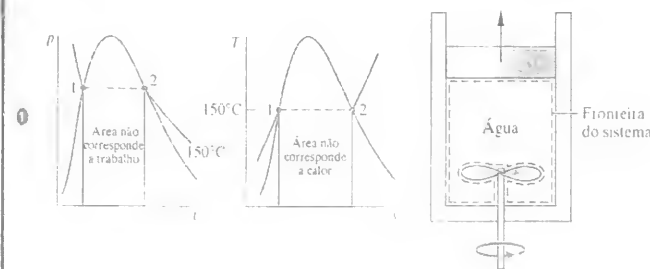



Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E6.2

Modelo de Engenharia:

1. A água no conjunto cilindro-pistão constitui um sistema fechado.
2. Não ocorre troca de calor com a vizinhança.
3. O sistema se encontra em estado de equilíbrio no início e no final do processo. Não ocorrem variações das energias cinética e potencial entre esses dois estados.

Análise: como o volume do sistema aumenta durante o processo, existe uma transferência de energia devida a trabalho do sistema durante a expansão, da mesma forma que transferência de energia devida a trabalho para o sistema através do agitador. O trabalho *líquido* pode ser calculado a partir de um balanço de energia, que se reduz, com as hipóteses 2 e 3, a

$$\Delta U + \cancel{\Delta EC}^{0} + \cancel{\Delta EP}^{0} = \cancel{Q}^{0} - W$$

Por unidade de massa, o balanço de energia se reduz a

$$\frac{W}{m} = -(u_2 - u_1)$$

Com os valores da energia interna específica da Tabela A-2 a 150°C, $u_1 = 631{,}68$ kJ/kg, $u_2 = 2559{,}5$ kJ/kg, obtém-se

$$\frac{W}{m} = -1927{,}82\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

O sinal negativo indica que o trabalho fornecido pelo agitador é maior do que o trabalho realizado pela água à medida que esta se expande.

A quantidade de entropia gerada é calculada pela aplicação do balanço de entropia, dado pela Eq 6.24. Uma vez que não ocorre transferência de calor, o termo relacionado à transferência de entropia se anula

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b^{0} + \sigma$$

Por unidade de massa, essa expressão se torna, após ser reescrita,

$$\frac{\sigma}{m} = s_2 - s_1$$

Com os valores da entropia específica da Tabela A-2 a 150°C, s_1 = 1,8418 kJ/kg · K, s_2 = 6,8379 kJ/kg · K, obtém-se

❷ $$\frac{\sigma}{m} = 4{,}9961 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

❶ Embora cada um dos estados que limitam o ciclo seja um estado de equilíbrio a uma mesma pressão e temperatura, a pressão e a temperatura não são necessariamente uniformes no interior do sistema durante os estados *intermediários*, nem são necessariamente constantes durante o processo. Dessa forma, não existe nenhum "caminho" bem definido para o processo. Esta afirmação é enfatizada pela utilização de linhas tracejadas para representar o processo nos diagramas *p–v* e *T–s*. A linha tracejada indica somente que um processo aconteceu e que nenhuma "área" deve ser a ele associada. Em particular, note que o processo é adiabático, de forma que a "área" abaixo da linha tracejada no diagrama *T–s* não possui significado de calor transferido. De forma semelhante, o trabalho não pode ser associado à área no diagrama *p–v*.

❷ A variação de estado é a mesma no exemplo em questão e no Exemplo 6.1. Entretanto, no Exemplo 6.1 a variação de estado é a conseqüência de transferência de calor enquanto o sistema percorre um processo internamente reversível. Dessa forma, a quantidade de entropia gerada para o processo do Exemplo 6.1 é zero. Neste exemplo, efeitos de atrito estão presentes no fluido durante o processo e a quantidade de entropia gerada assume um valor positivo. Dessa forma, valores distintos para a quantidade de entropia gerada são obtidos para dois processos que ocorrem entre os *mesmos* estados extremos. Isso demonstra que a quantidade de entropia gerada não é uma propriedade.

Habilidades Desenvolvidas:
Habilidade para

Teste-Relâmpago

Considerando que os estados inicial e final são estados de saturação a 100°C, determine o trabalho líquido, em kJ/kg, e a quantidade de entropia gerada, em kJ/kg · K.

Resposta: –2087,56 kJ/kg, 6,048 kJ/kg · K.

Como uma ilustração dos conceitos envolvidos na segunda lei, o trabalho de compressão teórico mínimo é avaliado no Exemplo 6.3, utilizando o fato de que o termo de geração de entropia do balanço de entropia não pode ser negativo.

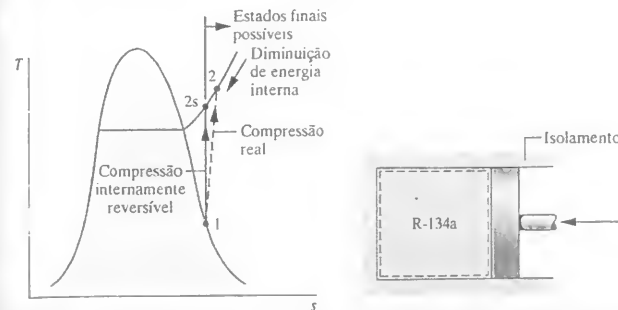
*E*xemplo 6.3 **AVALIANDO O TRABALHO DE COMPRESSÃO TEÓRICO MÍNIMO**

Refrigerante 134a é comprimido adiabaticamente em um conjunto cilindro-pistão a partir do estado de vapor saturado a 10°F (–12,2°C) a uma pressão final de 120 lbf/in² (827,4 kPa). Determine o trabalho teórico mínimo necessário por unidade de massa de refrigerante, em Btu/lb, que deve ser fornecido ao sistema.

Solução

Dado: Refrigerante 134a é comprimido sem transferência de calor de um estado inicial especificado a uma pressão final especificada

Pede-se: determine o trabalho teórico mínimo necessário por unidade de massa que deve ser fornecido ao sistema.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Modelo de Engenharia:

1. O Refrigerante 134a constitui um sistema fechado.
2. Não ocorre troca de calor com a vizinhança.
3. Os estados inicial e final são estados de equilíbrio. Não existe variação de energia cinética ou potencial entre esses estados.

Fig. E6.3

Análise: uma expressão para o trabalho pode ser obtida a partir de um balanço de energia. Utilizando as hipóteses 2 e 3, obtemos

$$\Delta U + \Delta EC^{0} + \Delta EP^{0} = Q^{0} - W$$

Quando escrito em uma base mássica unitária, o trabalho *fornecido* ao sistema é então

$$\left(-\frac{W}{m}\right) = u_2 - u_1$$

A energia interna específica u_1 pode ser obtida a partir da Tabela A-10E como u_1 = 94,68 Btu/lb. Uma vez que u_1 passa a ser conhecida, o valor do trabalho a ser fornecido depende somente da energia interna específica u_2. O trabalho mínimo que deve ser fornecido corresponde ao menor valor de u_2, determinado com o uso da segunda lei como se segue.

Aplicando o balanço de entropia, Eq. 6.24, obtém-se

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b^{0} + \sigma$$

em que o termo de transferência de entropia é igualado a zero, uma vez que o processo é adiabático. Então, os estados finais *possíveis* devem satisfazer

$$s_2 - s_1 = \frac{\sigma}{m} \geq 0$$

A restrição expressa pela equação anterior pode ser interpretada utilizando-se o diagrama *T–s* incluído na solução. Como σ não pode ser negativo, os estados que apresentam $s_2 < s_1$ não podem ser atingidos adiabaticamente. Quando irreversibilidades estão presentes durante a compressão, a entropia é gerada e, portanto, $s_2 > s_1$. O estado referenciado como 2s no diagrama poderia ser atingido no limite das irreversibilidades sendo reduzidas a zero. Este estado corresponde a uma compressão *isoentrópica*.

Através da inspeção da Tabela A-12E podemos ver que quando a pressão é fixada a energia interna específica diminui à medida que a temperatura diminui. Então, o menor valor permitido para u_2 corresponde ao estado 2s. Interpolando na Tabela A-12E a 120 lb/in², com $s_{2s} = s_1$ = 0,2214 Btu/lb · °R, encontramos que u_{2s} = 107,46 Btu/lb, que corresponde a uma temperatura no estado 2s de cerca de 101°F. Finalmente, o trabalho *mínimo* a ser fornecido é

❶ $$\left(-\frac{W}{m}\right)_{\min} = u_{2s} - u_1 = 107{,}46 - 94{,}68 = 12{,}78 \text{ Btu/lb}$$

❶ O efeito das irreversibilidades se iguala a uma penalização no trabalho requerido. É necessário um trabalho maior para o processo de compressão real do que para o processo adiabático internamente reversível entre o mesmo estado inicial e a mesma pressão final.

Teste-Relâmpago

Considerando que o refrigerante tenha sido comprimido adiabaticamente até um estado final onde p_2 = 120 lb/in² (827,4 kPa) e T_2 = 120°F (48,9°C), determine o trabalho de entrada em Btu/lb e a quantidade de entropia gerada, em Btu/lb · °R.

Resposta: 17,16 Btu/lb, 0,0087 Btu/lb · °R.

6.7.4 Balanço da Taxa de Entropia para Sistemas Fechados

Se a temperatura T_b é constante, a Eq. 6.24 se reduz a

$$S_2 - S_1 = \frac{Q}{T_b} + \sigma$$

onde Q/T_b representa a *quantidade* de entropia transferida através de uma parcela da fronteira na temperatura T_b. De forma similar, a quantidade $\dot{Q}/T_j$ representa a *taxa temporal* de transferência de entropia através de uma parcela da fronteira cuja temperatura instantânea é T_j. Esta quantidade aparece no balanço da taxa de entropia para sistema fechado considerado neste texto.

balanço da taxa de entropia para um sistema fechado

Em termos de taxa temporal, o ***balanço da taxa de entropia para um sistema fechado*** é

$$\frac{dS}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{\sigma} \qquad (6.28)$$

onde dS/dt é a taxa de variação temporal de entropia do sistema. O termo $\dot{Q}_j/T_j$ representa a taxa temporal de transferência de entropia através de uma parcela da fronteira cuja temperatura instantânea é T_j. O termo $\dot{\sigma}$ representa a taxa temporal de geração de entropia devida a irreversibilidades no interior do sistema.

Para determinar a importância relativa de irreversibilidades internas e externas, o Exemplo 6.4 ilustra a aplicação do balanço de entropia para um sistema inicial e para um sistema estendido que consiste no próprio sistema inicial e em uma parcela de sua vizinhança imediata.

Exemplo 6.4 IDENTIFICANDO IRREVERSIBILIDADES

Com referência ao Exemplo 2.4, avalie a taxa de geração de entropia $\dot{\sigma}$, em kW/K, para *(a)* a caixa de redução como o sistema e *(b)* um sistema estendido que consiste na caixa de redução e em uma parcela suficiente de sua vizinhança, de forma que a transferência de calor ocorra à temperatura da vizinhança que se encontra afastada da caixa de redução, T_f = 293 K (20°C).

Solução

Dado: uma caixa de redução opera em regime permanente com valores conhecidos de potência admitida pelo eixo de alta velocidade, potência fornecida pelo eixo de baixa velocidade e taxa de transferência de calor. A temperatura na superfície externa da caixa de redução e a temperatura da vizinhança afastada da caixa de redução são também conhecidas.

Pede-se: avalie a taxa de geração de entropia $\dot{\sigma}$ para cada um dos sistemas especificados mostrados no diagrama.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

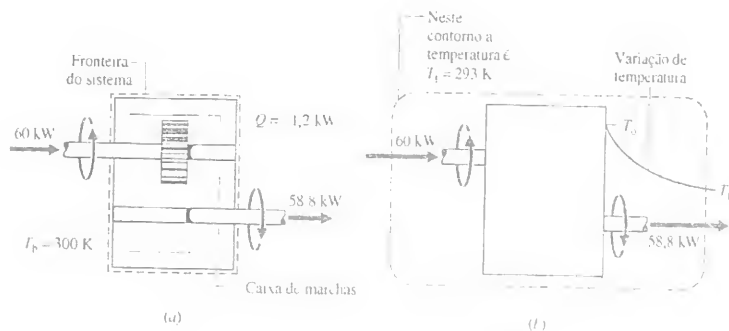



Fig E6.4

Modelo de Engenharia:

1. No item (a), a caixa de redução é escolhida como um sistema fechado operando em regime permanente, como mostrado no esboço com dados que acompanha o Exemplo 2.4.
2. No item (b), [illegible] sistema estendido, como mostrado no esboço com dados que acompanham o Exemplo 2.4.
3. A temperatura da superfície externa [illegible] a temperatura da vizinhança [illegible].

Análise.

(a) Para obter uma expressão para a taxa de geração de entropia, começaremos com o balanço de entropia para um sistema fechado utilizando uma base de taxa de variação no tempo: Eq. 6.28. Como a transferência de calor ocorre somente a uma temperatura T_b, o balanço da taxa de entropia se reduz em regime permanente a

$$\cancel{\frac{dS}{dt}}^{0} = \frac{\dot{Q}}{T_b} + \dot{\sigma}$$

Resolvendo, temos

$$\dot{\sigma} = -\frac{\dot{Q}}{T_b}$$

Substituindo os valores conhecidos para a taxa de transferência de calor $\dot{Q}$ e para a temperatura de superfície T_b,

$$\dot{\sigma} = -\frac{(-1{,}2\ \text{kW})}{(300\ \text{K})} = 4 \times 10^{-3}\ \text{kW/K}$$

(b) Uma vez que a transferência de calor acontece a uma temperatura T_f para o sistema estendido, o balanço da taxa de entropia se reduz, para o regime permanente, a

$$\cancel{\frac{dS}{dt}}^{0} = \frac{\dot{Q}}{T_f} + \dot{\sigma}$$

Resolvendo, temos

$$\dot{\sigma} = -\frac{\dot{Q}}{T_f}$$

Substituindo os valores conhecidos para a taxa de transferência de calor $\dot{Q}$ e para a temperatura de superfície T_f,

$$\dot{\sigma} = -\frac{(-1{,}2\ \text{kW})}{(293\ \text{K})} = 4{,}1 \times 10^{-3}\ \text{kW/K}$$

O valor da variação de geração de entropia calculado no item (a) contabiliza a importância das irreversibilidades associadas ao atrito e à transferência de calor no *interior* da caixa de redução. No item (b) uma fonte adicional de irreversibilidade é incluída no sistema estendido, que corresponde à irreversibilidade associada à transferência de calor a partir da superfície externa da caixa de redução a T_b para a vizinhança a T_f. Neste caso, as irreversibilidades no interior da caixa de redução são dominantes, correspondendo a 98% do total da taxa de entropia gerada.

Teste-Relâmpago

Considerando que a potência fornecida fosse de 59,32 kW, avalie a temperatura da superfície externa em K e a taxa de geração de entropia em kW/K para a caixa de redução como sistema, mantendo a potência de entrada, h e A com os mesmos valores do Exemplo 2.4.

Resposta: 297 K, 2,3 × 10 kW/K

6.8 Sentido dos Processos

Nosso estudo da segunda lei começou na Seção 5.1 com uma discussão sobre o *sentido* dos processos. Nesta seção serão considerados dois aspectos relacionados para os quais há aplicações significativas: o princípio do aumento de entropia e a interpretação estatística de entropia.

6.8.1 Princípio do Aumento de Entropia

Na presente discussão serão utilizados os balanços de energia e entropia para apresentar o princípio do aumento de entropia. A discussão está centrada em sistemas estendidos que compreendem um sistema e aquela parcela da vizinhança que é afetada pelo sistema à medida que este percorre um processo. Uma vez que toda transferência de energia e massa que ocorre está inclu-

ída no interior da fronteira do sistema estendido, este sistema estendido pode ser considerado um sistema *isolado*.

Um balanço de energia para um sistema isolado se reduz a

$$\Delta E]_{isol} = 0 \tag{6.29a}$$

uma vez que não ocorrem transferências de energia em diferentes formas através da fronteira. Dessa forma, a energia de um sistema isolado permanece constante. Uma vez que a energia é uma propriedade extensiva, seu valor para um sistema isolado é a soma dos valores para o sistema e a vizinhança, respectivamente, e então a Eq. 6.29a pode ser escrita como

$$\Delta E]_{sistema} + \Delta E]_{viz} = 0 \tag{6.29b}$$

Em qualquer dessas formas, o princípio da conservação de energia estabelece uma restrição nos processos que podem ocorrer. Para que um processo possa ocorrer, é necessário que a soma da energia do sistema com a energia da vizinhança permaneça constante. Contudo, nem todos os processos para os quais esta restrição é satisfeita podem realmente ocorrer. Os processos devem também satisfazer à segunda lei, como discutido a seguir.

Um balanço de entropia para o sistema isolado se reduz a

$$\Delta S]_{isol} = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b^{\!\!0} + \sigma_{isol}$$

ou

$$\Delta S]_{isol} = \sigma_{isol} \tag{6.30a}$$

princípio do aumento de entropia

onde σ_{isol} corresponde à quantidade total de entropia gerada no interior do sistema e sua vizinhança. Uma vez que a entropia é gerada em todos os processos reais, os únicos processos que podem ocorrer são aqueles para os quais a entropia de um sistema isolado aumenta. Isso é conhecido como ***princípio do aumento de entropia***. O princípio do aumento de entropia é algumas vezes considerado um enunciado da segunda lei.

Como a entropia é uma propriedade extensiva, seu valor para um sistema isolado corresponde à soma dos valores de entropia para o sistema e para a vizinhança, respectivamente, de forma que a Eq. 6.30a pode ser escrita como

$$\Delta S]_{sistema} + \Delta S]_{viz} = \sigma_{isol} \tag{6.30b}$$

Note que essa equação não requer que a variação de entropia seja positiva para o sistema e a vizinhança, mas somente que a *soma* das variações seja positiva. Em qualquer dessas formas o princípio do aumento de entropia estabelece o sentido no qual qualquer processo pode evoluir: o sentido que faz aumentar o *somatório* da entropia do sistema com a entropia da vizinhança.

Observamos anteriormente a tendência dos sistemas de percorrer processos até que uma condição de equilíbrio seja atingida (Seção 5.1). O princípio do aumento de entropia sugere que a entropia de um sistema isolado aumenta à medida que o estado de equilíbrio é alcançado, o que ocorre quando a entropia alcança um máximo. Essa interpretação é novamente considerada na Seção 14.1, que trata dos critérios de equilíbrio.

O Exemplo 6.5 ilustra o princípio do aumento de entropia.

Exemplo 6.5 RESFRIANDO UMA BARRA DE METAL QUENTE

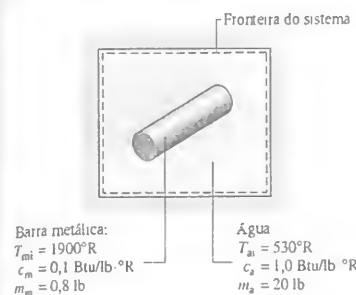
Uma barra metálica com 0,8 lb (0,36 kg), inicialmente a 1900°R (782,4°C), é retirada de um forno e resfriada por imersão em um tanque fechado que contém 20 lb (9,1 kg) de água inicialmente a 530°R (21,3°C). Cada substância pode ser admitida como incompressível. Um valor apropriado de calor específico constante para a água é $c_a = 1{,}0$ Btu/lb · °R (4,2 kJ/kg · K), e um valor apropriado para o metal é $c_m = 0{,}1$ Btu/lb · °R (0,42 kJ/kg · K). A transferência de calor a partir do conteúdo do tanque pode ser desprezada. Determine *(a)* a temperatura final de equilíbrio da barra metálica e da água, em °R, e *(b)* a quantidade de entropia gerada, em Btu/°R.

Solução

Dado: uma barra de metal é resfriada por imersão em um tanque contendo água.

Pede-se: determine a temperatura final de equilíbrio da barra metálica e da água, e a quantidade de entropia gerada.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E6.5

Modelo de Engenharia:

1. Uma barra metálica e a água no interior do tanque constituem um sistema fechado, como ilustrado no esboço ao lado.
2. Não ocorre transferência de energia sob a forma de calor ou trabalho: o sistema é isolado.
3. Não ocorre variação das energias cinética e potencial.
4. A água e a barra metálica são individualmente admitidas como incompressíveis e com calores específicos conhecidos.

Análise:

(a) A temperatura final de equilíbrio pode ser avaliada a partir de um balanço de energia para o sistema isolado

$$\Delta EC^{\,0} + \Delta EP^{\,0} + \Delta U = Q^{\,0} - W^{\,0}$$

em que os termos indicados se anulam devido às hipóteses 2 e 3. Uma vez que a energia interna é uma propriedade extensiva, seu valor para a totalidade do sistema corresponde à soma dos valores para a água e o metal, respectivamente. Dessa forma, o balanço de energia se torna

$$\Delta U]_{água} + \Delta U]_{metal} = 0$$

Utilizando a Eq. 3.20a para avaliar as variações da energia interna da água e do metal em termos de calores específicos constantes

$$m_a c_a (T_f - T_{ai}) + m_m c_m (T_f - T_{mi}) = 0$$

onde T_f é a temperatura final de equilíbrio e T_{ai} e T_{mi} são a temperatura inicial da água e do metal, respectivamente. Resolvendo para T_f e substituindo valores,

$$\begin{aligned} T_f &= \frac{m_a(c_a/c_m)T_{ai} + m_m T_{mi}}{m_a(c_a/c_m) + m_m} \\ &= \frac{(20\text{ lb})(10)(530°\text{R}) + (0{,}8\text{ lb})(1900°\text{R})}{(20\text{ lb})(10) + (0{,}8\text{ lb})} \\ &= 535°\text{R} \end{aligned}$$

(b) A quantidade de entropia gerada pode ser avaliada a partir de um balanço de entropia. Uma vez que transferência de calor não ocorre entre o sistema e sua vizinhança, a transferência de entropia associada não ocorre e o balanço de entropia para o sistema isolado se reduz a

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b^{\!\!0} + \sigma$$

Como a entropia é uma propriedade extensiva, seu valor para o sistema isolado é a soma dos valores para a água e para o metal, respectivamente, e o balanço de entropia se torna

$$\Delta S]_{água} + \Delta S]_{metal} = \sigma$$

Avaliando a variação de entropia por meio da Eq. 6.13 para substâncias incompressíveis, a equação anterior pode ser escrita como

$$\sigma = m_a c_a \ln \frac{T_f}{T_{ai}} + m_m c_m \ln \frac{T_f}{T_{mi}}$$

Substituindo valores

❶
$$\sigma = (20\text{ lb})\left(1{,}0\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot°\text{R}}\right)\ln\frac{535}{530} + (0{,}8\text{ lb})\left(0{,}1\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot°\text{R}}\right)\ln\frac{535}{1900}$$

❷
$$= \left(0{,}1878\frac{\text{Btu}}{°\text{R}}\right) + \left(-0{,}1014\frac{\text{Btu}}{°\text{R}}\right) = 0{,}0864\frac{\text{Btu}}{°\text{R}}$$

❶ A barra metálica experimenta um *decréscimo* de entropia. A entropia da água *aumenta*. De acordo com o princípio do aumento de entropia, a entropia do sistema isolado *aumenta*.
❷ O valor de σ é sensível ao arredondamento no valor de T_f.

Teste-Relâmpago

Se a massa da barra metálica fosse de 0,45 lb (0,20 kg), qual seria a temperatura final de equilíbrio, em °R, e a quantidade de entropia gerada, em Btu/°R, considerando que todos os outros dados se conservam?

Resposta: 533°R, 0,0557 Btu/°R.

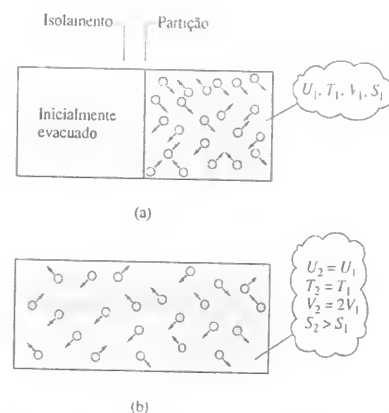



Fig. 6.7 N moléculas em uma caixa.

6.8.2 Interpretação Estatística da Entropia

Trabalhando para uma melhor compreensão do princípio do aumento de entropia nesta seção será apresentada uma interpretação de entropia a partir de uma perspectiva microscópica baseada em *probabilidade*

Em *termodinâmica estatística* a entropia é associada ao conceito de *desordem* microscópica. De considerações anteriores sabemos que em um processo espontâneo de um sistema isolado o sistema se move em direção ao equilíbrio e a entropia aumenta. Do ponto de vista microscópico, isto é equivalente a dizer que conforme um sistema isolado se move em direção ao equilíbrio nosso conhecimento da condição de cada partícula que constitui o sistema diminui, o que corresponde a um aumento na desordem microscópica e a um aumento associado de entropia.

Utilizamos um experimento mental elementar para realçar algumas idéias básicas necessárias para entender este aspecto da entropia. A análise microscópica real de sistemas é mais complicada do que a discussão aqui apresentada, mas os conceitos essenciais são os mesmos.

Considere N moléculas inicialmente contidas em uma das metades da caixa ilustrada na Fig. 6.7. A caixa como um todo é considerada um sistema isolado. Admite-se que o modelo de gás ideal pode ser aplicado. Na condição inicial, o gás parece estar em equilíbrio em termos de temperatura, pressão e outras propriedades. Porém, em um nível microscópico as moléculas estão se movendo de forma randômica. Sabemos *sem dúvida*, entretanto, que inicialmente todas as moléculas estão no lado direito do recipiente.

Suponha que a partição seja removida e que se espere até que o equilíbrio seja atingido, conforme a Fig. 6.7(b). Uma vez que o sistema é isolado, a energia interna U não se altera. $U_2 = U_1$. Além disso, como a energia interna de um gás ideal depende apenas da temperatura, a temperatura permanece inalterada: $T_2 = T_1$. Contudo, no estado final uma determinada molécula possui duas vezes o volume inicial para se mover: $V_2 = 2V_1$. Assim como no caso em que uma moeda é lançada, a probabilidade de que a molécula esteja em um ou outro lado é agora 1/2, que é igual à razão entre os volumes, V_1/V_2. Na condição final, possuímos *menos conhecimento* sobre onde cada molécula está do que tínhamos originalmente.

Novos horizontes

Uma Nova Definição para Entropia

O físico Constantino Tsallis* propôs uma nova definição estatística de entropia. Alguns dizem que ela balançará os pilares da ciência à medida que for sendo conhecida. A relação de Boltzmann, que fornece o elo entre a interpretação microscópica da entropia e as observações do comportamento do sistema macroscópico ao longo de um século, está sendo questionada. Cientistas estão examinando se a teoria fornece uma nova percepção fundamental ou é simplesmente um detalhamento de nossas idéias.

Os partidários da nova definição de entropia dizem que ela amplia a área da termodinâmica estatística, incluindo novas e excitantes classes de problemas. Eles afirmam que ela preenche uma lacuna existente na teoria, observada primeiramente por Einstein, e permite que os investigadores expliquem fenômenos que variam do movimento de microorganismos ao movimento das estrelas, e até mesmo os movimentos das bolsas de valores. Céticos dizem que ela apenas proporciona um fator de "ajuste" empírico sem qualquer entendimento fundamental novo.

A nova definição estatística fica reduzida à relação de Boltzmann para sistemas em equilíbrio. Entretanto, para sistemas em estados afastados do equilíbrio a nova definição é brilhante, dizem seus defensores. A teoria utiliza a noção matemática dos *fractais* para considerar o comportamento em não-equilíbrio e descreve sistemas à beira do caos através das novas descrições estatísticas. O tempo dirá se a nova definição será aceita como base da mecânica estatística ou será colocada na longa lista de idéias brilhantes abandonadas na beira da estrada da ciência.

*O físico Constantino Tsallis nasceu na Grécia, em 1943, tendo se naturalizado brasileiro em 1984. Atualmente é pesquisador titular do Centro Brasileiro de Pesquisas Físicas, no Rio de Janeiro. (N.T.)

Pode-se avaliar a variação de entropia para o processo da Fig. 6.7 aplicando-se a Eq. 6.17, expressa em termos de volumes e em base molar. A variação de entropia para o processo a temperatura constante é

$$(S_2 - S_1)/n = \bar{R}\ln(V_2/V_1) \qquad (6.31)$$

onde n é a quantidade da substância em uma base molar (Eq. 1.8). Em seguida, será considerado como a variação de entropia seria avaliada de um ponto de vista microscópico.

Através de uma modelagem molecular mais completa e uma análise estatística, o número total de posições e velocidades – ***microestados*** – disponíveis para uma única molécula pode ser calculado. Esse total é chamado ***probabilidade termodinâmica*** e é representado por w. Para um sistema de N moléculas, a probabilidade termodinâmica é dada por w^N. Na termodinâmica estatística a entropia é considerada proporcional a $\ln(w)^N$. Ou seja, $S \propto N \ln(w)$. Isso leva à ***relação de Boltzmann***

microestados
probabilidade termodinâmica
relação de Boltzmann

$$S/N = k \ln w \qquad (6.32)$$

onde o fator de proporcionalidade k é chamado *constante de Boltzmann*.

Aplicando a Eq. 6.32 ao processo da Fig. 6.7, obtemos

$$(S_2 - S_1)/N = k\ln(w_2) - k\ln(w_1) = k\ln(w_2/w_1) \qquad (6.33)$$

Comparando as Eqs. 6.31 e 6.33, as expressões para a variação de entropia coincidem quando $k = n\bar{R}/N$ e $w_2/w_1 = V_2/V_1$. A primeira dessas expressões permite que a constante de Boltzmann seja determinada, fornecendo $k = 1{,}3806 \times 10^{-23}$ J/K. Além disso, como $V_2 > V_1$ e $w_2 > w_1$, as Eqs. 6.31 e 6.33 prevêem um aumento de entropia em virtude da geração de entropia durante a expansão adiabática irreversível deste exemplo.

Da Eq. 6.33 pode-se observar que qualquer processo que aumenta o número de possíveis microestados de um sistema aumenta sua entropia, e vice-versa. Então, para um sistema *isolado*, processos somente ocorrem de uma maneira em que o número de microestados possíveis para o sistema aumenta, resultando em um menor conhecimento sobre a condição das partículas de forma individual. Devido a esse conceito de decréscimo de conhecimento, a entropia reflete a ***desordem*** microscópica do sistema. Podemos dizer, então, que os únicos processos que um sistema isolado pode percorrer são aqueles que aumentam a desordem do sistema. Essa interpretação é consistente com a idéia de sentido dos processos discutida anteriormente.

desordem

A noção de entropia como uma medida da desordem de um sistema é usada algumas vezes em outros campos além da termodinâmica. O conceito é empregado na teoria da informação, estatística, biologia e até mesmo em algumas modelagens sociais e econômicas. Nessas aplicações, o termo entropia é usado como uma medida da desordem, sem que os aspectos físicos do experimento mental usado aqui sejam necessariamente envolvidos.

Bio... conexões

Organismos vivos violam a segunda lei da termodinâmica pelo fato de parecerem criar ordem a partir da desordem? Organismos vivos não são sistemas isolados conforme considerado na discussão anterior sobre entropia e desordem. Tais organismos interagem com suas vizinhanças e são influenciados por elas. Por exemplo, plantas crescem em estruturas celulares altamente ordenadas, sintetizadas a partir de átomos e moléculas originados na Terra e sua atmosfera. Por meio de interações com suas vizinhanças, as plantas existem em estados altamente organizados e são capazes de produzir em seu interior até mesmo estados mais organizados e mais baixos de entropia. De acordo com a segunda lei, podem ser percebidos estados mais baixos de entropia no interior de um sistema, contanto que a entropia *total* do sistema e sua vizinhança aumente. A tendência que os organismos vivos possuem de se auto-organizarem como sistemas é amplamente observada e está perfeitamente de acordo com a segunda lei.

6.9 Balanço da Taxa de Entropia para Volumes de Controle

Até agora a discussão do conceito de balanço de entropia esteve restrita ao caso de sistemas fechados. Nesta seção o balanço de entropia é estendido a volumes de controle.

Assim como massa e energia, a entropia é uma propriedade extensiva, e pode também ser transferida para o interior ou o exterior do volume de controle por escoamentos de matéria. Uma vez que esta é a principal diferença entre as formulações para sistemas fechados e volume de controle, o ***balanço da taxa de entropia para um volume de controle*** pode ser obtido pela modificação da Eq. 6.28 para considerar essas transferências de entropia. O resultado é

balanço da taxa de entropia para um volume de controle

$$\underbrace{\frac{dS_{vc}}{dt}}_{\substack{\text{taxa de}\\ \text{variação de}\\ \text{entropia}}} = \underbrace{\sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s}_{\substack{\text{taxas de}\\ \text{transferência}\\ \text{de entropia}}} + \underbrace{\sigma_{vc}}_{\substack{\text{taxa de}\\ \text{geração de}\\ \text{entropia}}} \tag{6.34}$$

transferência de entropia que acompanha o fluxo de massa

onde dS_{vc}/dt representa a taxa de variação temporal de entropia no interior do volume de controle. Os termos $\dot{m}_e s_e$ e $\dot{m}_s s_s$ representam, respectivamente, as taxas de ***transferência de entropia*** para o interior ou o exterior do volume de controle ***que acompanha o fluxo de massa***. O termo $\dot{Q}_j$ representa a taxa temporal de transferência de calor na posição da fronteira onde a temperatura instantânea é T_j. A razão $\dot{Q}_j/T_j$ representa a taxa de *transferência* de entropia. O termo $\dot{\sigma}_{vc}$ representa a taxa temporal de *geração* de entropia devida a irreversibilidades no *interior* do volume de controle.

Forma Integral do Balanço da Taxa de Entropia

Como para os casos dos balanços de massa e energia para volumes de controle, o balanço de entropia pode ser expresso em termos das propriedades locais para obter formulações que são mais genericamente aplicáveis. Dessa forma, o termo $S_{vc}(t)$, representando a entropia total associada ao volume de controle no tempo t, pode ser escrito como uma integral de volume

$$S_{vc}(t) = \int_V \rho s \, dV$$

onde ρ e s representam, respectivamente, a massa específica e a entropia específica locais. A taxa de transferência de entropia associada à transferência de calor pode ser expressa mais genericamente como uma integral ao longo da superfície do volume de controle

$$\begin{bmatrix} \text{taxa de transferência de} \\ \text{entropia associada à} \\ \text{transferência de calor} \end{bmatrix} = \int_A \left(\frac{\dot{q}}{T}\right)_b dA$$

onde $\dot{q}$ é o *fluxo de calor*, a taxa temporal de transferência de calor por unidade de área superficial, através de uma parcela da fronteira na qual a temperatura instantânea é T. O subscrito "b" é adicionado como um lembrete de que o integrando é avaliado na fronteira do volume de controle. Além disso, os termos representando a transferência de entropia associada ao fluxo de massa podem ser expressos em termos de integrais ao longo das áreas de entrada e saída do escoamento, resultando na seguinte forma para a equação do balanço da taxa de entropia:

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho s \, dV = \int_A \left(\frac{\dot{q}}{T}\right)_b dA + \sum_e \left(\int_A s\rho V_n \, dA\right)_e - \sum_s \left(\int_A s\rho V_n \, dA\right)_s + \dot{\sigma}_{vc} \tag{6.35}$$

onde V_n representa a componente normal na direção do escoamento da velocidade relativa à área de escoamento. Em alguns casos, é também conveniente expressar a taxa de geração de entropia como uma integral de volume das taxas volumétricas locais de geração de entropia no interior do volume de controle. O estudo da Eq. 6.35 realça as hipóteses que levam à Eq. 6.34. Finalmente, note que para um sistema fechado as somas associadas à transferência de entropia nas entradas e saídas são eliminadas e a Eq. 6.35 se reduz, fornecendo uma forma mais geral da Eq. 6.28.

6.10 Balanços de Taxas para Volumes de Controle em Regime Permanente

Uma vez que várias análises em engenharia envolvem volumes de controle em regime permanente, é instrutivo listar formas dos balanços desenvolvidos para massa, energia e entropia. Em regime permanente, o princípio da conservação de massa toma a forma

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \tag{4.6}$$

O balanço da taxa de energia em regime permanente é

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \sum_s \dot{m}_s\left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right) \tag{4.18}$$

balanço de entropia para regime permanente em termos de taxa

Finalmente, o ***balanço de entropia para regime permanente em termos de taxa*** é obtido pela simplificação da Eq. 6.34, fornecendo

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{vc} \tag{6.36}$$

Essas equações em geral devem ser resolvidas simultaneamente, junto com as relações de propriedades apropriadas.

Massa e energia são grandezas que se conservam, mas a entropia não é conservada. A Eq. 4.6 indica que em regime permanente a taxa total de fluxo de massa para o interior do volume de controle se iguala à taxa total de fluxo de massa para fora do volume de controle. De forma semelhante, a Eq. 4.18 indica que a taxa total de transferência de energia para o interior do volume de controle é igual à taxa total de transferência de energia para fora do volume de controle. Contudo, a Eq. 6.36 requer que a taxa pela qual a entropia é transferida para fora deva *exceder* a taxa pela qual a entropia é admitida, sendo a diferença a taxa de geração de entropia no interior do volume de controle devido a irreversibilidades.

6.10.1 Volumes de Controle com uma Entrada e uma Saída em Regime Permanente

Como muitas aplicações envolvem volumes de controle em regime permanente que apresentam uma entrada e uma saída, vamos também listar a forma do balanço de entropia em termos de taxa para esse caso importante. Assim, a Eq. 6.36 se reduz a

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{m}(s_1 - s_2) + \dot{\sigma}_{vc} \tag{6.37}$$

Ou, dividindo pela vazão mássica $\dot{m}$ e rearranjando,

$$s_2 - s_1 = \frac{1}{\dot{m}}\left(\sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j}\right) + \frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}} \tag{6.38}$$

Os dois termos no lado direito da Eq. 6.38 representam, respectivamente, a taxa de transferência de entropia associada à transferência de calor e a taxa de geração de entropia no interior do volume de controle, ambas *por unidade de massa que escoa através do volume de controle*. A partir da Eq. 6.38 pode-se concluir que a entropia de uma unidade de massa passando da entrada à saída pode aumentar, diminuir ou permanecer a mesma. Além disso, uma vez que o valor do segundo termo no lado direito nunca pode ser negativo, um decréscimo na entropia específica da entrada à saída pode ser atingido somente quando mais entropia é transferida para fora do volume de controle devido à transferência de calor gerada por irreversibilidades no interior do volume de controle. Quando o valor desse termo de transferência de entropia é positivo, a entropia específica na saída é superior à entropia específica na entrada se irreversibilidades internas estão presentes ou não. No caso especial em que não ocorre transferência de entropia associada à transferência de calor, a Eq. 6.38 se reduz a

$$s_2 - s_1 = \frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}} \tag{6.39}$$

Conseqüentemente, quando irreversibilidades estão presentes no interior do volume de controle, a entropia de uma unidade de massa aumenta à medida que esta passa da entrada à saída. No caso-limite no qual irreversibilidades não estão presentes, a unidade de massa atravessa o volume de controle sem alteração de sua entropia — isto é, isoentropicamente.

6.10.2 Aplicações dos Balanços de Taxas a Volumes de Controle em Regime Permanente

Os exemplos a seguir ilustram a utilização dos balanços de massa, energia e entropia para a análise de volumes de controle em regime permanente. Observe cuidadosamente que relações e diagramas de propriedades também exercem papéis importantes no desenvolvimento das soluções.

No Exemplo 6.6, avaliaremos a taxa de geração de entropia no interior de uma turbina operando em regime permanente quando ocorre transferência de calor a partir da turbina.

Exemplo 6.6 GERAÇÃO DE ENTROPIA EM UMA TURBINA A VAPOR

Vapor d'água é admitido em uma turbina a uma pressão de 30 bar, a uma temperatura de 400°C e a uma velocidade de 160 m/s. Vapor saturado a 100°C é descarregado a uma velocidade de 100 m/s. Em regime permanente, a turbina produz uma quantidade de trabalho igual a 540 kJ por kg de vapor escoando através da turbina. Ocorre transferência de calor entre a turbina e sua vizinhança a uma temperatura média da superfície externa igual a 350 K. Determine a taxa de geração de entropia no interior da turbina por kg de vapor escoando, em kJ/kg · K. Despreze a variação da energia potencial entre a admissão e a descarga.

Solução

Dado: vapor d'água é expandido através de uma turbina em regime permanente para o qual os dados são fornecidos.

Pede-se: determine a taxa de geração de entropia por kg de vapor escoando.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

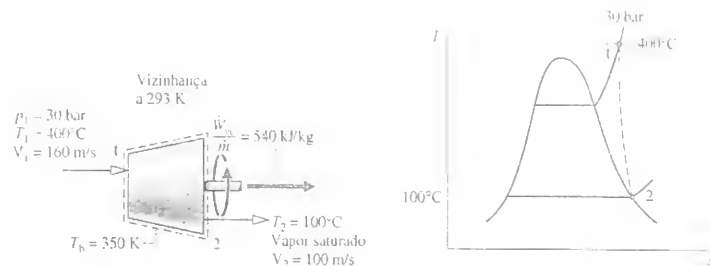



Fig. E6.6

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado no esboço está em regime permanente.
2. A transferência de calor da turbina para a vizinhança ocorre a uma temperatura média especificada da superfície externa.
3. A variação da energia potencial entre a admissão e a descarga pode ser desprezada.

Análise: para determinar a geração de entropia por unidade de massa escoando através da turbina, começamos com os balanços de massa e entropia para o controle de volume com uma entrada e uma saída em regime permanente:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 + \dot{\sigma}_{vc}$$

Uma vez que a transferência de calor ocorre a T_b = 350 K, o primeiro termo no lado direito do balanço da taxa de entropia se reduz a $\dot{Q}_{vc}/T_b$. Combinando os balanços das taxas de massa e entropia

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{T_b} + \dot{m}(s_1 - s_2) + \dot{\sigma}_{vc}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica. Resolvendo para $\dot{\sigma}_{vc}/\dot{m}$

$$\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}} = -\frac{\dot{Q}_{vc}/\dot{m}}{T_b} + (s_2 - s_1)$$

A taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{vc}/\dot{m}$ exigida por essa expressão, é avaliada a seguir.

A combinação dos balanços das taxas de massa e de energia leva a

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + (h_2 - h_1) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\right)$$

em que a variação da energia potencial da admissão à descarga é desprezada pela aplicação da hipótese 3. A partir da Tabela A-4 a 30 bar, 400°C, h_1 = 3230,9 kJ/kg, e a partir da Tabela A-2, $h_2 = h_g(100°C)$ = 2676,1 kJ/kg. Então,

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} = 540\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + (2676{,}1 - 3230{,}9)\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + \left[\frac{(100)^2 - (160)^2}{2}\right]\left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}\right)\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N}\cdot\text{m}}\right|$$

$$= 540 - 554{,}8 - 7{,}8 = -22{,}6\ \text{kJ/kg}$$

Da Tabela A-2, s_2 = 7,3549 kJ/kg · K, e da Tabela A-4, s_1 = 6,9212 kJ/kg · K. Substituindo valores na expressão da geração de entropia

$$\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}} = -\frac{(-22{,}6\ \text{kJ/kg})}{350\ \text{K}} + (7{,}3549 - 6{,}9212)\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)$$

$$= 0{,}0646 + 0{,}4337 = 0{,}498\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Teste-Relâmpago

Considerando que a fronteira estivesse localizada de forma a incluir a turbina e uma porção da vizinhança próxima, para que a transferência de calor acontecesse à temperatura da vizinhança, dada por 293 K, determine a taxa de geração de entropia para o sistema de controle estendido, em kJ/K por kg de vapor em escoamento, mantendo iguais todos os outros dados.

Resposta: 0,511 kJ/kg · K

No Exemplo 6.7 os balanços das taxas de massa, energia e entropia são utilizados para testar o desempenho especificado para um dispositivo que produz correntes de ar quente e frio a partir de uma corrente de ar a uma temperatura intermediária.

Exemplo 6.7 AVALIANDO UMA ESPECIFICAÇÃO DE DESEMPENHO

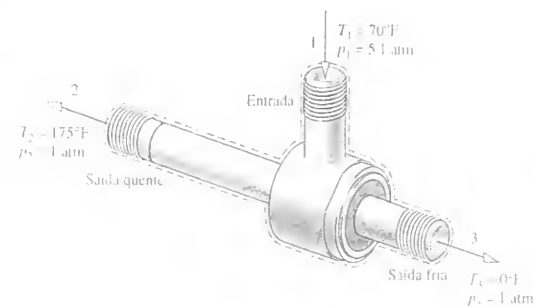
Um inventor afirma ter desenvolvido um dispositivo que, mesmo não necessitando de transferência de energia sob a forma de trabalho ou calor, permite a produção de ar quente e frio a partir de um escoamento único de ar a uma temperatura intermediária. O inventor fornece dados de testes em regime permanente que indicam que quando ar é admitido a uma temperatura de 70°F (21,1°C) e à pressão de 5,1 atm, as correntes de ar obtidas são descarregadas a 0 e 175°F (−17,8 e 79,4°C), respectivamente, ambas a uma pressão de 1 atm. Sessenta por cento da massa admitida no dispositivo são descarregados a uma temperatura inferior. Avalie a afirmação do inventor utilizando o modelo de gás ideal para o ar e desprezando as variações das energias cinética e potencial das correntes de admissão e descarga.

Solução

Dado: são fornecidos dados para o dispositivo que, em regime permanente, produz ar quente e frio a partir de uma única corrente de ar que é admitida a uma temperatura intermediária sem transferência de energia sob a forma de trabalho ou calor.

Pede-se: avalie se o dispositivo pode operar da forma que o inventor afirma.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E6.7

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura do problema se encontra em regime permanente.
2. Para o volume de controle $\dot{W}_{vc}$ = 0 e $\dot{Q}_{vc}$ = 0.
3. As variações das energias cinética e potencial entre a admissão e a descarga podem ser desprezadas.
4. O ar é assumido como gás ideal com c_p = 0,24 Btu/lb · °R (constante).

Análise: para o dispositivo operar como afirmado pelo inventor, os princípios de conservação de massa e energia devem ser satisfeitos. A segunda lei da termodinâmica também deve ser satisfeita, e, em particular, a taxa de geração de entropia não pode ser negativa. De acordo com isso, os balanços de massa, energia e entropia em termos de taxas são considerados individualmente.

Utilizando as hipóteses 1 a 3, os balanços de massa e energia em termos de taxas se reduzem, respectivamente, a

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$$

$$0 = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3$$

Como $\dot{m}_3 = 0{,}6\dot{m}_1$, temos a partir do balanço da taxa de massa que $\dot{m}_2 = 0{,}4\dot{m}_1$. Combinando os balanços das taxas de massa e de energia e avaliando as variações da entalpia específica utilizando c_p constante, o balanço da taxa de energia é também satisfeito. Isto é,

$$
\begin{aligned}
0 &= (\dot{m}_2 + \dot{m}_3)h_1 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 \\
&= \dot{m}_2(h_1 - h_2) + \dot{m}_3(h_1 - h_3) \\
&= 0{,}4\dot{m}_1[c_p(T_1 - T_2)] + 0{,}6\dot{m}_1[c_p(T_1 - T_3)] \\
&= 0{,}4(T_1 - T_2) + 0{,}6(T_1 - T_3) \\
&= 0{,}4(-105) + 0{,}6(70) \\
&= 0
\end{aligned}
$$

❷

Conseqüentemente, com os dados fornecidos os princípios de conservação de massa e de energia são satisfeitos.

Uma vez que não ocorre transferência de calor significativa, o balanço da taxa de entropia em regime permanente leva a

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j}^{\,0} + \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_3 s_3 + \dot{\sigma}_{vc}$$

Combinando os balanços de massa e de entropia

$$
\begin{aligned}
0 &= (\dot{m}_2 + \dot{m}_3)s_1 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_3 s_3 + \dot{\sigma}_{vc} \\
&= \dot{m}_2(s_1 - s_2) + \dot{m}_3(s_1 - s_3) + \dot{\sigma}_{vc} \\
&= 0{,}4\dot{m}_1(s_1 - s_2) + 0{,}6\dot{m}_1(s_1 - s_3) + \dot{\sigma}_{vc}
\end{aligned}
$$

Resolvendo para $\dot{\sigma}_{vc}/\dot{m}_1$ e utilizando a Eq. 6.22 para avaliar a variação da entropia específica,

❸

$$
\begin{aligned}
\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}_1} &= 0{,}4\left[c_p \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{p_2}{p_1}\right] + 0{,}6\left[c_p \ln\frac{T_3}{T_1} - R\ln\frac{p_3}{p_1}\right] \\
&= 0{,}4\left[\left(0{,}24\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot°\text{R}}\right)\ln\frac{635}{530} - \left(\frac{1{,}986}{28{,}97}\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot°\text{R}}\right)\ln\frac{1}{5{,}1}\right] \\
&\quad + 0{,}6\left[\left(0{,}24\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot°\text{R}}\right)\ln\frac{460}{530} - \left(\frac{1{,}986}{28{,}97}\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot°\text{R}}\right)\ln\frac{1}{5{,}1}\right] \\
&= 0{,}1086\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot°\text{R}}
\end{aligned}
$$

❹

Portanto, a segunda lei da termodinâmica é também satisfeita.

❺ Com base nesta avaliação, a afirmação do inventor não viola os princípios da termodinâmica.

---

❶ Considerando que o calor específico c_p do ar varia pouco no intervalo de temperatura de 0 a 175°F, c_p pode ser assumido como constante. Da Tabela A-20, c_p = 0,24 Btu/lb · °R.

❷ Uma vez que *diferenças* de temperatura estão envolvidas neste cálculo, as temperaturas podem ser expressas em °R ou °F.

❸ Neste cálculo envolvendo *razões* de temperatura, as temperaturas devem ser expressas em °R. Temperaturas em °F não devem ser usadas.

❹ Se o valor da taxa de geração de entropia tivesse sido negativo ou nulo, a afirmação do inventor poderia ser rejeitada. Um valor negativo é impossível pela segunda lei, e um valor nulo indicaria um processo sem irreversibilidades.

❺ Tais dispositivos *realmente* existem. Eles são conhecidos como *tubos de vórtices* e são utilizados na indústria para *resfriamento localizado*

Teste-Relâmpago

Se o inventor afirmasse que as correntes quente e fria saem do dispositivo a 5,1 atm, avalie a afirmação para este caso, mantendo todos os outros dados iguais.

Resposta: A afirmação não é verdadeira.

No Exemplo 6.8 avaliamos e comparamos as taxas de geração de entropia para três componentes de um sistema de bomba de calor. Bombas de calor são consideradas em detalhe no Cap. 10.

Exemplo 6.8 GERAÇÃO DE ENTROPIA EM COMPONENTES DE BOMBAS DE CALOR

No esboço a seguir são mostrados os componentes de uma bomba de calor para fornecimento de ar aquecido para uma residência. Em regime permanente, Refrigerante 22 é admitido no compressor a −5°C, 3,5 bar e é comprimido adiabaticamente até 75°C, 14 bar. Do compressor o refrigerante passa através do condensador, onde é condensado a líquido a 28°C, 14 bar. O refrigerante então é expandido através de uma válvula de expansão até 3,5 bar. Os estados do refrigerante são mostrados no diagrama *T–s*. Ar de retorno da residência é admitido no condensador a 20°C, 1 bar, a uma vazão volumétrica de 0,42 m³/s, e é descarregado a 50°C com uma perda de carga desprezível. Utilizando o modelo de gás ideal para o ar e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, **(a)** determine as taxas de geração de entropia, em kW/K, para volumes de controle envolvendo o condensador, o compressor e a válvula de expansão, respectivamente. **(b)** Discuta as fontes de irreversibilidade nos componentes considerados no item (a).

Solução

Dado: Refrigerante 22 é comprimido adiabaticamente, condensado por meio da transferência de calor para o ar que passa através de um trocador de calor e então expandido através de uma válvula de expansão. Dados de operação em regime permanente são conhecidos.

Pede-se: determine as taxas de geração de entropia para volumes de controle envolvendo o condensador, o compressor e a válvula de expansão, respectivamente, e discuta as fontes de irreversibilidade nesses componentes.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

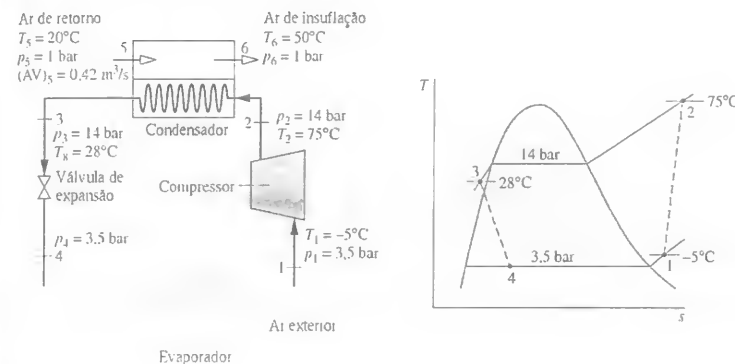



Fig. E6.8

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente é analisado como um volume de controle em regime permanente.
2. O compressor opera adiabaticamente, e a expansão através da válvula é um *processo de estrangulamento*.
3. Para o volume de controle envolvendo o condensador, $\dot{W}_{vc} = 0$ e $\dot{Q}_{vc} = 0$.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.
5. ❶ O ar é admitido como um gás ideal, com c_p = 1,005 kJ/kg · K.

Análise:

(a) Começamos obtendo dados de propriedades para cada um dos principais estados do refrigerante localizados no esboço e no diagrama *T–s*. Na entrada do compressor, o refrigerante se encontra em um estado de vapor superaquecido a −5°C, 3,5 bar, de forma que a partir da Tabela A-9, s_1 = 0,9572 kJ/kg · K. De modo semelhante, no estado 2 o refrigerante se encontra como vapor superaquecido a 75°C, 14 bar, de forma que, utilizando interpolação, a Tabela A-9 fornece s_2 = 0,98225 kJ/kg · K e h_2 = 294,17 kJ/kg.

O estado 3 corresponde a líquido comprimido a 28°C, 14 bar. A partir da Tabela A-7, $s_3 \approx s_f(28°C)$ = 0,2936 kJ/kg · K e $h_3 \approx h_f(28°C)$ = 79,05 kJ/kg. A expansão através da válvula é um *processo de estrangulamento*, de forma que $h_3 = h_4$. Utilizando dados da Tabela A-8, o título no estado 4 é

$$x_4 = \frac{(h_4 - h_{f4})}{(h_{fg})_4} = \frac{(79{,}05 - 33{,}09)}{(212{,}91)} = 0{,}216$$

e a entropia específica é

$$s_4 = s_{f4} + x_4(s_{g4} - s_{f4}) = 0{,}1328 + 0{,}216(0{,}9431 - 0{,}1328) = 0{,}3078 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Condensador

Considere o volume de controle envolvendo o condensador. A partir das hipóteses 1 e 3, o balanço de entropia se reduz a

$$0 = \dot{m}_{ref}(s_2 - s_3) + \dot{m}_{ar}(s_5 - s_6) + \dot{\sigma}_{cond}$$

Para avaliar $\dot{\sigma}_{cond}$ são necessárias duas vazões mássicas, $\dot{m}_{ar}$ e $\dot{m}_{ref}$, e a variação da entropia específica para o ar. Esses valores são obtidos a seguir.

Avaliando a vazão mássica de ar utilizando o modelo de gás ideal (hipótese 5),

$$\dot{m}_{ar} = \frac{(AV)_5}{v_5} = (AV)_5 \frac{p_5}{RT_5}$$

$$= \left(0{,}42\frac{m^3}{s}\right)\frac{(1\ bar)}{\left(\frac{8{,}314}{28{,}97}\frac{kJ}{kg \cdot K}\right)(293\ K)}\left|\frac{10^5\ N/m^2}{1\ bar}\right|\left|\frac{1\ kJ}{10^3\ N \cdot m}\right| = 0{,}5\ kg/s$$

A vazão mássica de refrigerante é determinada utilizando um balanço de energia para o volume de controle envolvendo o condensador, juntamente com as hipóteses 1, 3 e 4, de forma a obter

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{m}_{ar}(h_6 - h_5)}{(h_2 - h_3)}$$

A partir da hipótese 5, $h_6 - h_5 = c_p(T_6 - T_5)$. Substituindo valores,

❷
$$\dot{m}_{ref} = \frac{\left(0{,}5\frac{kg}{s}\right)\left(1{,}005\frac{kJ}{kg \cdot K}\right)(323 - 293)K}{(294{,}17 - 79{,}05)\ kJ/kg} = 0{,}07\ kg/s$$

Utilizando a Eq. 6.22, a variação da entropia específica do ar é

$$s_6 - s_5 = c_p \ln\frac{T_6}{T_5} - R\ln\frac{p_6}{p_5}$$

$$= \left(1{,}005\frac{kJ}{kg \cdot K}\right)\ln\left(\frac{323}{293}\right) - R\ln\left(\frac{1{,}0}{1{,}0}\right)^{0} = 0{,}098\ kJ/kg \cdot K$$

Finalmente, resolvendo o balanço de entropia para $\dot{\sigma}_{cond}$ e substituindo valores,

$$\dot{\sigma}_{cond} = \dot{m}_{ref}(s_3 - s_2) + \dot{m}_{ar}(s_6 - s_5)$$

$$= \left[\left(0{,}07\frac{kg}{s}\right)(0{,}2936 - 0{,}98225)\frac{kJ}{kg \cdot K} + (0{,}5)(0{,}098)\right]\left|\frac{1\ kW}{1\ kJ/s}\right|$$

$$= 7{,}95 \times 10^{-4}\ \frac{kW}{K}$$

Compressor

Para o volume de controle envolvendo o compressor, o balanço da taxa de entropia se reduz, utilizando as hipóteses 1 e 3, a

$$0 = \dot{m}_{ref}(s_1 - s_2) + \dot{\sigma}_{comp}$$

ou

$$\dot{\sigma}_{comp} = \dot{m}_{ref}(s_2 - s_1)$$

$$= \left(0{,}07\frac{kg}{s}\right)(0{,}98225 - 0{,}9572)\left(\frac{kJ}{kg \cdot K}\right)\left|\frac{1\ kW}{1\ kJ/s}\right|$$

$$= 17{,}5 \times 10^{-4}\ kW/K$$

Válvula

Finalmente, para o volume de controle envolvendo a válvula de expansão o balanço da taxa de entropia se reduz a

$$0 = \dot{m}_{ref}(s_3 - s_4) + \dot{\sigma}_{válvula}$$

Resolvendo para σ_{cond} e substituindo valores,

$$\dot{\sigma}_{válvula} = \dot{m}_{ref}(s_4 - s_3) = \left(0{,}07\frac{kg}{s}\right)(0{,}3078 - 0{,}2936)\left(\frac{kJ}{kg \cdot K}\right)\left|\frac{1\ kW}{1\ kJ/s}\right|$$

$$= 9{,}94 \times 10^{-4}\ kW/K$$

(b) A tabela que se segue apresenta um sumário, em ordem decrescente, das taxas de geração de entropia calculadas:

❸

Componente	$\dot{\sigma}_{vc}$ (kW/K)
compressor	$17{,}5 \times 10^{-4}$
válvula	$9{,}94 \times 10^{-4}$
condensador	$7{,}95 \times 10^{-4}$

A geração de entropia no compressor se deve a efeitos de atrito no fluido, ao atrito mecânico das partes móveis e à transferência de calor interna. Para a válvula, a irreversibilidade ocorre principalmente devido a efeitos de atrito do fluido que acompanha a expansão através da válvula. A principal fonte de irreversibilidade no condensador é a diferença de temperatura entre as correntes de ar e refrigerante. Neste exemplo não ocorre perda de carga em nenhum dos escoamentos que passam através do condensador, mas uma pequena perda de carga devida a efeitos de atrito do fluido normalmente contribui para irreversibilidades no condensador. O evaporador mostrado em traço leve na Fig. 6.8 não foi examinado.

❶ Devido à pequena variação relativa de temperatura do ar, o calor específico c_p pode ser considerado constante a uma temperatura média entre a entrada e a saída.

❷ Temperaturas em K são utilizadas para avaliar $\dot{m}_{ref}$, mas uma vez que uma *diferença* de temperatura está envolvida, o mesmo resultado seria obtido se temperaturas em °C fossem utilizadas. Temperaturas em K, e não em °C, devem ser utilizadas quando uma *razão* de temperatura está envolvida, como na Eq. 6.22, utilizada para avaliar $s_6 - s_5$.

❸ Ao concentrarmos nossa atenção na redução de irreversibilidades em posições com taxas de geração de entropia mais elevadas, melhorias *termodinâmicas* podem se tornar possíveis. Entretanto, custos e outras restrições devem ser considerados e podem ser preponderantes.

Teste-Relâmpago

Considerando que o compressor opera adiabaticamente e sem irreversibilidades internas, determine a temperatura do refrigerante na saída do compressor, em °C, mantendo o mesmo estado na entrada do compressor e a mesma pressão na saída.

Resposta: 65°C.

6.11 Processos Isoentrópicos

O termo *isoentrópico* significa entropia constante. Processos isoentrópicos serão encontrados em várias discussões a seguir. O objetivo desta seção é explicar como as propriedades estão relacionadas em quaisquer dois estados de um processo no qual não ocorre variação da entropia específica.

6.11.1 Considerações Gerais

As propriedades em estados que possuem a mesma entropia específica podem ser relacionadas utilizando os dados de propriedades em forma gráfica ou tabular discutidos na Seção 6.2. Por exemplo, como ilustrado pela Fig. 6.8, diagramas temperatura-entropia e entropia-entalpia são particularmente convenientes para a determinação de propriedades em estados que possuam o mesmo valor da entropia específica. Todos os estados em uma linha vertical passando por um dado estado têm a mesma entropia. Se o estado 1 na Fig. 6.8 é fixado pela pressão p_1 e pela temperatura T_1, os estados 2 e 3 são prontamente determinados desde que uma propriedade adicional, como a pressão ou a

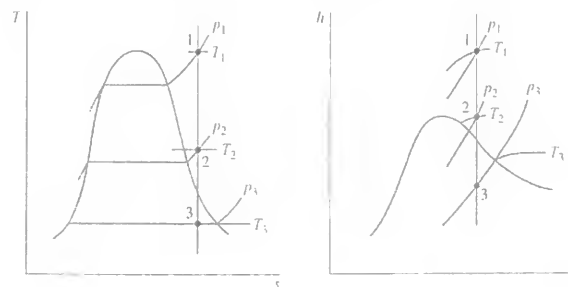



Fig. 6.8 Diagramas T-s e h-s mostrando os estados que possuem a mesma entropia específica.

temperatura, seja especificada. Os valores de diversas outras propriedades nos estados 2 e 3 podem ser então lidos diretamente a partir das figuras.

Dados tabelados podem também ser utilizados para relacionar dois estados que têm a mesma entropia específica. Para o caso mostrado na Fig. 6.8, a entropia específica no estado 1 pode ser determinada a partir da tabela de vapor superaquecido. Então, com $s_2 = s_1$ e um outro valor de propriedade, tal como p_2 ou T_2, o estado 2 poderia ser localizado na tabela de vapor superaquecido. Os valores das propriedades v, u e h no estado 2 podem ser então lidos da tabela. Um exemplo deste procedimento é dado na Seção 6.2.1. Note que o estado 3 se encontra nas regiões bifásicas líquido-vapor da Fig. 6.8. Uma vez que $s_3 = s_1$, o título no estado 3 poderia ser determinado utilizando a Eq. 6.4. Com o título conhecido, outras propriedades como v, u e h poderiam ser então avaliadas. A obtenção de dados de entropia utilizando códigos computacionais fornece uma alternativa aos dados tabelados.

Fig. 6.9 Dois estados de um gás ideal em que $s_2 = s_1$.

6.11.2 Utilizando o Modelo de Gás Ideal

A Fig. 6.9 mostra dois estados de um gás ideal que possuem o mesmo valor de entropia específica. Consideremos relações entre pressão, volume específico e temperatura nesses estados, inicialmente utilizando tabelas de gás ideal e depois supondo calores específicos constantes.

Tabelas de Gás Ideal

Para dois estados que têm a mesma entropia específica, a Eq. 6.20a se reduz a

$$0 = s°(T_2) - s°(T_1) - R \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{6.40a}$$

A Eq. 6.40a envolve quatro valores de propriedades: p_1, T_1, p_2 e T_2. Se dentre as quatro propriedades três são conhecidas, a quarta pode ser determinada. Se, por exemplo, a temperatura no estado 1 e a razão de pressões p_2/p_1 são conhecidas, a temperatura no estado 2 pode ser determinada a partir de

$$s°(T_2) = s°(T_1) + R \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{6.40b}$$

Uma vez que T_1 é conhecida, $s°(T_1)$ seria obtido a partir da tabela apropriada, o valor de $s°(T_2)$ poderia ser calculado e a temperatura T_2 poderia ser então determinada por interpolação. Se p_1, T_1 e T_2 são especificadas e a pressão no estado 2 é desconhecida, a Eq. 6.40a seria resolvida para obter

$$p_2 = p_1 \exp\left[\frac{s°(T_2) - s°(T_1)}{R}\right] \tag{6.40c}$$

As Eqs. 6.40 podem ser utilizadas quando dados para $s°$ (ou $\bar{s}°$) são conhecidos, como para os gases das Tabelas A-22 e A-23.

AR. Para o caso especial de *ar* admitido como gás ideal, a Eq. 6.40c fornece a base de uma abordagem alternativa para relacionar em tabelas as temperaturas e as pressões em dois estados que possuam a mesma entropia específica. Para desenvolver essa forma alternativa, reescreva a equação como

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{\exp[s°(T_2)/R]}{\exp[s°(T_1)/R]}$$

A quantidade $\exp[s°(T)/R]$ presente nesta expressão é exclusivamente uma função da temperatura, e recebe o símbolo $p_r(T)$. Valores de p_r tabelados em função da temperatura para o *ar* são fornecidos nas Tabelas A-22.[1] Em termos da função p_r, a equação anterior se torna

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}} \quad (s_1 = s_2, \text{ somente para o ar}) \tag{6.41}$$

onde $p_{r1} = p_r(T_1)$ e $p_{r2} = p_r(T_2)$. A função p_r é algumas vezes chamada de *pressão relativa*. Observe que p_r não é realmente uma pressão, de forma que o termo pressão relativa pode levar a uma interpretação errônea. Além disso, deve-se tomar cuidado para não confundir p_r com a pressão reduzida do diagrama de compressibilidade.

[1] Os valores de p_r determinados por esta definição são inconvenientes por apresentarem elevada magnitude, sendo divididos por um fator de escala antes de tabelados, de forma a reduzi-los a um intervalo conveniente de números.

Uma relação entre os volumes específicos e as temperaturas do ar em dois estados que possuam a mesma entropia específica também pode ser desenvolvida. Com a equação de estado para gás ideal, $v = RT/p$, a razão de volumes específicos é

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{RT_2}{p_2}\right)\left(\frac{p_1}{RT_1}\right)$$

Portanto, uma vez que os dois estados têm a mesma entropia específica, a Eq. 6.41 pode ser utilizada para fornecer

$$\frac{v_2}{v_1} = \left[\frac{RT_2}{p_r(T_2)}\right]\left[\frac{p_r(T_1)}{RT_1}\right]$$

A razão $RT/p_r(T)$ que aparece no lado direito da última equação é uma função somente da temperatura, e recebe o símbolo $v_r(T)$. Valores de v_r para o *ar* são tabelados em função da temperatura nas Tabelas A-22. Em termos da função v_r, a última equação se torna

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}} \quad (s_1 = s_2, \text{ somente para o ar}) \tag{6.42}$$

onde $v_{r1} = v_r(T_1)$ e $v_{r2} = v_r(T_2)$. A função v_r é geralmente denominada *volume relativo*. A despeito da denominação utilizada, v_r(T) não é realmente um volume. Além disso, deve-se tomar cuidado para não confundir v_r com o volume específico pseudo-reduzido do diagrama de compressibilidade.

Admitindo Calores Específicos Constantes

Consideremos, a seguir, como as propriedades estão relacionadas para processos isoentrópicos de um gás ideal quando os calores específicos são constantes. Para qualquer desses casos, as Eqs. 6.21 e 6.22 se reduzem às equações

$$0 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$0 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

Substituindo as relações de gás ideal

$$c_p = \frac{kR}{k-1}, \quad c_v = \frac{R}{k-1} \tag{6.47}$$

onde k é a razão de calores específicos e R é a constante do gás. Essas equações podem ser resolvidas, respectivamente, para fornecer

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k} \quad (s_1 = s_2, k \text{ constante}) \tag{6.43}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \quad (s_1 = s_2, k \text{ constante}) \tag{6.44}$$

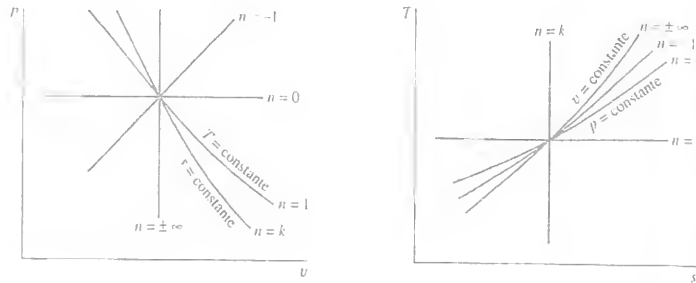
A relação que se segue pode ser obtida eliminando a razão de temperaturas das Eqs. 6.43 e 6.44.

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k \quad (s_1 = s_2, k \text{ constante}) \tag{6.45}$$

Anteriormente havíamos identificado um processo internamente reversível descrito por pv^n = *constante*, onde n é uma constante, como um *processo politrópico*. A partir da forma da Eq. 6.45, pode-se concluir que um processo politrópico pv^k = *constante* de um gás ideal com a razão de calores específicos k constante é um processo isoentrópico. Observamos na Seção 3.15 que um processo politrópico de um gás ideal para o qual $n = 1$ é um processo isotérmico (temperatura constante). Para *qualquer* fluido, $n = 0$ corresponde a um processo isobárico (pressão constante) e $n = \pm\infty$ corresponde a um processo isométrico (volume constante). Processos politrópicos correspondentes a esses valores de n são mostrados na Fig. 6.10 em diagramas p–v e T–s.

Tome Nota...

Caso seja utilizado um programa de computador, tal como o *IT*, para relacionar dois estados de um gás ideal com o mesmo valor de entropia, pode-se observar que o programa fornece a entropia específica *diretamente*, sem empregar as funções especiais $s°$, p_r e v_r.

Fig. 6.10 *Processos politrópicos em diagramas p-v e T-s.*

6.11.3 Ilustrações: Processos Isoentrópicos do Ar

As formas de se avaliar valores para processos isoentrópicos envolvendo ar modelado como um gás ideal são consideradas nos próximos dois exemplos. No Exemplo 6.9 são considerados três métodos alternativos.

Exemplo 6.9 PROCESSO ISOENTRÓPICO DO AR

Ar é submetido a um processo isoentrópico de p_1 = 1 atm, T_1 = 540°R (26,8°C) até um estado final em que a temperatura é T_2 = 1160°R (371,3°C). Utilizando o modelo de gás ideal, determine a pressão final p_2, em atm. Utilize (a) dados de p_r da Tabela A-22E, (b) o *Interactive Thermodynamics: IT* ou um programa similar e (c) uma razão de calores específicos k constante avaliada a uma temperatura média, 850°R (199,1°C), a partir da Tabela A-20E.

Solução

Dado: ar é submetido a um processo isoentrópico a partir de um estado em que a pressão e a temperatura são conhecidas até um estado em que a temperatura é especificada.

Pede-se: determine a pressão final utilizando (a) dados de p_r, (b) o *IT* ou um programa similar e (c) um valor constante para a razão de calores específicos constante k.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

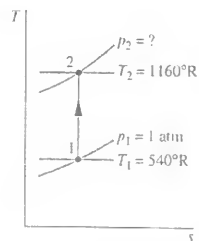



Fig. E6.9

Modelo de Engenharia:

1. Uma quantidade de ar considerada como sistema é submetida a um processo isoentrópico.
2. O ar pode ser modelado como um gás ideal.
3. No item (c) a razão de calores específicos é constante.

Análise:

(a) As pressões e temperaturas nos dois estados de um gás ideal, tendo as mesmas entropias específicas, estão relacionadas na Eq. 6.41

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$$

Resolvendo

$$p_2 = p_1 \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$$

Com valores de p_r da Tabela A-22E

$$p_2 = (1 \text{ atm}) \frac{21,18}{1,3860} = 15,28 \text{ atm}$$

(b) A solução utilizando o *IT* é descrita a seguir:

```
T1 = 540 // °R
p1 = 1 // atm
T2 = 1160 // °R
s_TP("Air", T1,p1) = s_TP("Air",T2,p2)   ❶

// Result: p2 = 15,28 atm
```

(c) Quando a razão de calores específicos k é considerada constante, as temperaturas e pressões em dois estados de um gás ideal tendo a mesma entropia específica estão relacionadas na Eq. 6.43. Então,

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)}$$

A partir da Tabela A-20E, na temperatura média, 390°F (850°R), k = 1,39. Substituindo valores na expressão anterior

$$p_2 = (1 \text{ atm}) \left(\frac{1160}{540}\right)^{1,39/0,39} = 15,26 \text{ atm} \quad ❷$$

❶ O *IT* fornece um valor para p_2 mesmo sendo esta uma variável implícita como argumento da função correspondente à entropia específica. Note ainda que o *IT* fornece valores da entropia específica *diretamente*, e não utiliza funções especiais, como $s°$, p_r e v_r.

❷ Uma pequena diferença entre a resposta obtida no item (c) e nos itens (a) e (b) é atribuída à utilização de um valor apropriado para a razão de calores específicos k.

Determine a pressão final, em atm, usando uma razão constante de calores específicos k avaliada em T_1 = 540°R. Em porcentagem, de quanto este valor de pressão difere do valor da pressão do item (c)?

Resposta: 14,53 atm, −5%.

Uma outra ilustração de um processo isoentrópico de um gás ideal é fornecida no Exemplo 6.10, que aborda o vazamento de ar de um tanque

Exemplo 6.10 VAZAMENTO DE AR DE UM TANQUE

Um tanque rígido e isolado é preenchido inicialmente por 5 kg de ar a uma pressão de 5 bar e a uma temperatura de 500 K. Um vazamento se desenvolve e o ar escapa lentamente, até que a pressão do ar que permanece no tanque é de 1 bar. Empregando o modelo de gás ideal, determine a quantidade de massa que permanece no interior do tanque e sua temperatura.

Solução

Dado: um vazamento se desenvolve em um tanque rígido e isolado que inicialmente contém ar em um estado conhecido. O ar escapa lentamente, até que a pressão no tanque é reduzida para um valor especificado.

Pede-se: determine a quantidade de massa que permanece no interior do tanque e sua temperatura.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

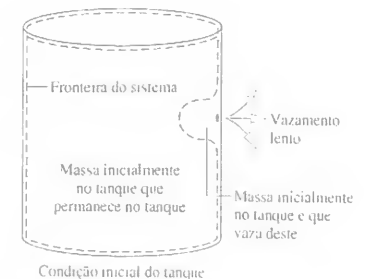



Fig. E6.10

Modelo de Engenharia:

1. Conforme ilustrado no esboço, o sistema fechado é a massa inicial no interior do tanque que permanece nele.
2. Não ocorre transferência de calor significativa entre o sistema e a vizinhança.
3. Irreversibilidades no interior do tanque podem ser ignoradas à medida que o ar escapa lentamente.
4. O ar é modelado como um gás ideal.

Análise: com a equação de estado de gás ideal, a massa inicialmente no tanque e que *permanece* no interior do mesmo ao final do processo é

$$m_2 = \frac{p_2 V}{(\bar{R}/M)T_2}$$

onde p_2 e T_2 correspondem à pressão e à temperatura finais, respectivamente. De forma semelhante, a quantidade inicial de massa no interior do tanque, m_1, é

$$m_1 = \frac{p_1 V}{(\bar{R}/M)T_1}$$

onde p_1 e T_1 correspondem à pressão e à temperatura iniciais, respectivamente. Eliminando o volume entre estas duas expressões, a massa do sistema é

$$m_2 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)\left(\frac{T_1}{T_2}\right)m_1$$

Exceto pela temperatura final do ar restante no tanque, T_2, todas as grandezas necessárias são conhecidas. O restante da solução está principalmente relacionado com a avaliação de T_2.

❶ Para o sistema fechado que está sendo considerado, não ocorrem irreversibilidades significativas (hipótese 3) ou transferência de calor (hipótese 2). Conseqüentemente, o balanço de entropia se reduz a

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b^{0} + \sigma^{0} = 0$$

Uma vez que a massa do sistema permanece constante, $\Delta S = m_2 \Delta s$, de forma que

$$\Delta s = 0$$

Isto é, os estados inicial e final do sistema possuem o mesmo valor de entropia *específica*.

Utilizando a Eq. 6.41

$$p_{r2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)p_{r1}$$

onde p_1 = 5 bar e p_2 = 1 bar. Com p_{r1} = 8,411 a partir da Tabela A-22 a 500 K, a equação anterior fornece p_{r2} = 1,6822. Utilizando este valor para interpolar na Tabela A-22, T_2 = 317 K.

Finalmente, substituindo valores na expressão para a massa do sistema

$$m_2 = \left(\frac{1 \text{ bar}}{5 \text{ bar}}\right)\left(\frac{500 \text{ K}}{317 \text{ K}}\right)(5 \text{ kg}) = 1{,}58 \text{ kg}$$

❶ Este problema poderia também ser solucionado considerando-se um volume de controle envolvendo o tanque. O estado do volume de controle variaria com o tempo à medida que o ar escapasse. Os detalhes dessa análise são deixados como um exercício.

Determine o volume do tanque em m³.

Resposta: 1,43 m³.

6.12 Eficiências Isoentrópicas de Turbinas, Bocais, Compressores e Bombas

Engenheiros frequentemente utilizam eficiências, e muitas definições diferentes de eficiência são empregadas. Nesta seção são apresentadas eficiências *isoentrópicas* para turbinas, bocais, compressores e bombas. Eficiências isoentrópicas envolvem a comparação entre o desempenho real de um equipamento e o desempenho que seria atingido em condições idealizadas para o mesmo estado

inicial e a mesma pressão de saída. Essas eficiências serão freqüentemente utilizadas nas seções subseqüentes deste livro.

6.12.1 Eficiência Isoentrópica de Turbinas

Para conhecer a eficiência isoentrópica de turbinas, consulte a Fig. 6.11, que mostra a expansão em uma turbina em um diagrama de Mollier. O estado do fluido que está sendo admitido na turbina e a pressão de saída são fixos. A transferência de calor entre a turbina e sua vizinhança é desprezada, assim como os efeitos das energias cinética e potencial. Com essas hipóteses, os balanços de massa e energia se reduzem, em regime permanente, de forma a fornecer o trabalho produzido por unidade de massa que atravessa a turbina a

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

Como o estado 1 é fixo, a entalpia específica h_1 é conhecida. Dessa forma, o valor do trabalho depende somente da entalpia específica h_2 e aumenta à medida que h_2 é reduzida. O valor *máximo* para o trabalho da turbina corresponde ao menor valor *possível* para a entalpia específica na saída da turbina. Isso pode ser determinado utilizando a segunda lei, como a seguir.

Como não ocorre transferência de calor, os estados possíveis na saída estão restringidos pela Eq. 6.39

$$\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}} = s_2 - s_1 \geq 0$$

Como a geração de entropia $\dot{\sigma}_{vc}/\dot{m}$ não pode ser negativa, estados com $s_2 < s_1$ não são possíveis em uma expansão adiabática. Os únicos estados que na realidade podem ser *adiabaticamente* atingidos são aqueles com $s_2 > s_1$. O estado indicado por "2s" na Fig. 6.11 seria atingido somente no limite de ausência de irreversibilidades internas. Isso corresponde a uma expansão isoentrópica através da turbina. Para uma pressão de saída fixa, a entalpia específica h_2 diminui à medida que a entropia específica s_2 diminui. Assim, o *menor valor possível* para h_2 corresponde ao estado 2s, e o valor *máximo* do trabalho da turbina é

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_s = h_1 - h_{2s}$$

Em uma expansão real através de uma turbina $h_2 > h_{2s}$, e então menos trabalho do que o máximo seria produzido. Essa diferença pode ser medida pela ***eficiência isoentrópica da turbina*** definida por

eficiência isoentrópica de uma turbina

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{vc}/\dot{m}}{(\dot{W}_{vc}/\dot{m})_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (6.46)$$

Tanto o numerador quanto o denominador dessa expressão são avaliados para o mesmo estado inicial e a mesma pressão de descarga. O valor de η_t normalmente se encontra na faixa de 0,7 a 0,9 (70-90%).

Os dois exemplos a seguir ilustram o conceito de eficiência isoentrópica de uma turbina. No Exemplo 6.11 a eficiência isoentrópica de uma turbina a vapor é conhecida, e o objetivo é o de determinar o trabalho produzido pela turbina.

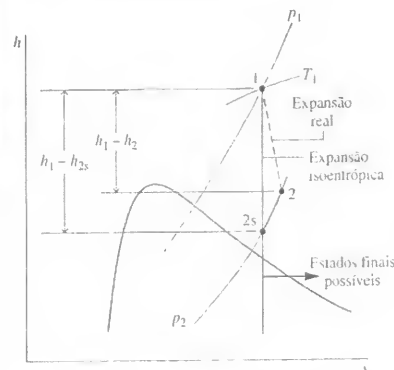



Fig. 6.11 Comparação entre uma expansão real e uma expansão isoentrópica através de uma turbina

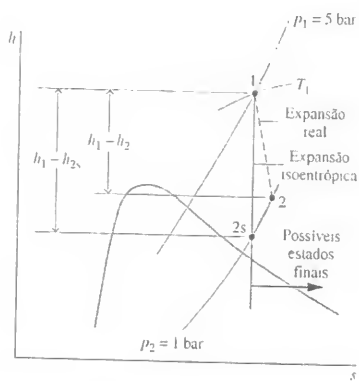
Exemplo 6.11 AVALIANDO O TRABALHO DE UMA TURBINA UTILIZANDO A EFICIÊNCIA ISOENTRÓPICA

Uma turbina a vapor opera em regime permanente com condições de entrada de $p_1 = 5$ bar e $T_1 = 320°C$. Vapor deixa a turbina a uma pressão de 1 bar. Não ocorre transferência de calor significativa entre a turbina e a vizinhança, e as variações das energias cinética e potencial entre a admissão e a descarga podem ser desprezadas. Se a eficiência isoentrópica da turbina é de 75%, determine o trabalho produzido por unidade de massa de vapor escoando na turbina, em kJ/kg.

Solução

Dado: vapor d'água é expandido através de uma turbina operando em regime permanente a partir de um estado de entrada especificado até uma pressão de descarga especificada. A eficiência da turbina é conhecida.

Pede-se: determine o trabalho produzido por unidade de massa de vapor que escoa através da turbina.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Modelo de Engenharia:

1. Um volume de controle envolvendo a turbina se encontra em regime permanente.
2. A expansão é adiabática, e as variações das energias cinética e potencial entre a admissão e a descarga da turbina podem ser desprezadas.

Fig. E6.11

Análise: o trabalho produzido pode ser determinado utilizando-se a eficiência isoentrópica da turbina, Eq. 6.46, que após ser rearranjada fornece

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = \eta_t\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_s = \eta_t(h_1 - h_{2s})$$

A partir da Tabela A-4, $h_1 = 3105{,}6$ kJ/kg e $s_1 = 7{,}5308$ kJ/kg · K. O estado de saída para a expansão isoentrópica está determinado por ❶ $p_2 = 1$ bar e $s_{2s} = s_1$. Interpolando com a entropia específica na Tabela A-4 a 1 bar temos $h_{2s} = 2743{,}0$ kJ/kg. Substituindo valores, temos

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = 0{,}75(3105{,}6 - 2743{,}0) = 271{,}95 \text{ kJ/kg}$$

❶ A 2s, a temperatura é de cerca de 133°C.

❷ O efeito das irreversibilidades é estabelecer uma redução no trabalho produzido pela turbina. O trabalho é somente 75% daquele que seria produzido por uma expansão isoentrópica entre o estado de admissão e a pressão de descarga especificados. Esse fato é claramente ilustrado em termos de diferenças de entalpia no diagrama h–s incluído.

Determine a temperatura do vapor na saída da turbina, em °C.

Resposta: 179°C

O próximo exemplo é semelhante ao Exemplo 6.11, porém com ar modelado como um gás ideal sendo utilizado como substância de trabalho. Contudo, nesse caso o trabalho da turbina é conhecido, e o objetivo é determinar a eficiência isoentrópica da turbina.

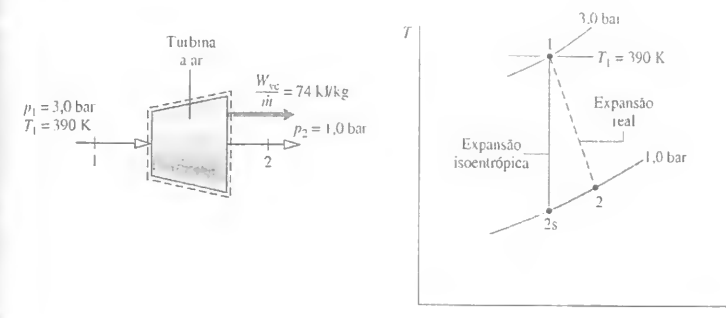
Exemplo 6.12 AVALIANDO A EFICIÊNCIA ISOENTRÓPICA DE UMA TURBINA

Uma turbina operando em regime permanente recebe ar a uma pressão $p_1 = 3{,}0$ bar e a uma temperatura $T_1 = 390$ K. Ar sai da turbina a uma pressão $p_2 = 1{,}0$ bar. O trabalho produzido é medido como 74 kJ por kg de ar escoando pela turbina. A turbina opera adiabaticamente, e as variações das energias cinética e potencial entre a admissão e a descarga podem ser desprezadas. Utilizando o modelo de gás ideal, determine a eficiência da turbina.

Solução

Dado: ar é expandido adiabaticamente através de uma turbina em regime permanente a partir de um estado de admissão especificado e a uma pressão de saída especificada. O trabalho produzido por kg de ar escoando pela turbina é conhecido.

Pede-se: determine a eficiência da turbina.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado no esboço que acompanha esta solução se encontra em regime permanente.
2. A expansão é adiabática, e as variações das energias cinética e potencial entre a entrada e a saída podem ser desprezadas.
3. O ar pode ser modelado como um gás ideal.

Fig. E6.12

Análise: o numerador da eficiência isoentrópica, Eq. 6.46, é conhecido. O denominador será avaliado em seguida. O trabalho produzido em uma expansão isoentrópica a partir do estado de admissão dado até a pressão de saída especificada é

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_s = h_1 - h_{2s}$$

Da Tabela A-22 a 390 K, $h_1 = 390{,}88$ kJ/kg. Para determinar h_{2s}, utilizamos a Eq. 6.41

$$p_r(T_{2s}) = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)p_r(T_1)$$

Com $p_1 = 3{,}0$ bar, $p_2 = 1{,}0$ bar e $p_{r1} = 3{,}481$ da Tabela A-22 a 390 K

$$p_r(T_{2s}) = \left(\frac{1{,}0}{3{,}0}\right)(3{,}481) = 1{,}1603$$

Interpolando na Tabela A-22, temos $h_{2s} = 285{,}27$ kJ/kg. Então,

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_s = 390{,}88 - 285{,}27 = 105{,}6 \text{ kJ/kg}$$

Substituindo valores na Eq. 6.46,

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{vc}/\dot{m}}{(\dot{W}_{vc}/\dot{m})_s} = \frac{74 \text{ kJ/kg}}{105{,}6 \text{ kJ/kg}} = 0{,}70\ (70\%)$$

Teste-Relâmpago

Determine a taxa de geração de entropia em kJ/K por kg de ar escoando através da turbina.

Resposta: 0,105 kJ/kg · K

6.12.2 Eficiência Isoentrópica de Bocais

eficiência isoentrópica de um bocal

Uma abordagem semelhante à apresentada para turbinas pode ser utilizada para apresentar a eficiência isoentrópica de bocais operando em regime permanente. A ***eficiência isoentrópica de um bocal*** é definida como a razão entre a energia cinética específica do gás saindo do bocal, $(V_2^2/2)$, e a energia cinética na descarga do bocal que seria atingida em uma expansão isoentrópica entre o mesmo estado de admissão e a mesma pressão de descarga, $(V_2^2/2)_s$,

$$\eta_{bocal} = \frac{V_2^2/2}{(V_2^2/2)_s} \tag{6.47}$$

Eficiências de bocais correspondentes a 95% ou maiores são comuns, indicando que bocais bem projetados são aproximadamente livres de irreversibilidades internas.

No Exemplo 6.13 o objetivo é determinar a eficiência isoentrópica de um bocal com vapor d'água.

Exemplo 6.13 AVALIANDO A EFICIÊNCIA ISOENTRÓPICA DE UM BOCAL

Vapor d'água é admitido em um bocal que opera em regime permanente a p_1 = 140 lbf/in² (965,3 kPa) e T_1 = 600°F (315,6°C) com uma velocidade de 100 ft/s. A pressão e a temperatura na descarga são p_2 = 40 lbf/in² (275,8 kPa) e T_2 = 350°F (176,7°C). Não ocorre transferência de calor significativa entre o bocal e sua vizinhança, e as variações da energia potencial entre a entrada e a saída podem ser desprezadas. Determine a eficiência do bocal.

Solução

Dado: vapor d'água é expandido em um bocal em regime permanente a partir de um estado de entrada especificado até um estado de saída também especificado. A velocidade na entrada é conhecida.

Pede-se: determine a eficiência do bocal.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

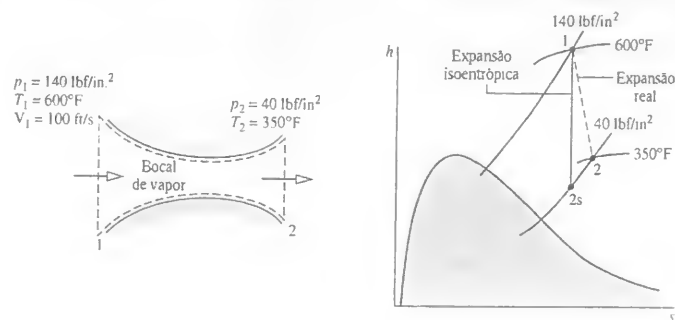



Fig. E6.13

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado no esboço que acompanha a solução opera adiabaticamente em regime permanente.
2. Para o volume de controle, $\dot{W}_{vc} = 0$, e as variações da energia potencial entre a entrada e a saída do bocal podem ser desprezadas.

Análise: a eficiência do bocal dada pela Eq. 6.47 requer a energia cinética específica real na saída do bocal e a energia cinética específica que seria atingida na saída, em uma expansão isoentrópica a partir do estado de admissão especificado e a pressão de saída dada. O balanço da taxa de energia para o volume de controle com uma entrada e uma saída em regime permanente (Eq. 4.20b) se reduz a

$$\frac{V_2^2}{2} = h_1 - h_2 + \frac{V_1^2}{2}$$

Esta equação se aplica tanto para a expansão real quanto para a expansão isoentrópica.

A partir da Tabela A-4E a T_1 = 600°F e p_1 = 140 lbf/in², h_1 = 1326,4 Btu/lb, s_1 = 1,7191 Btu/lb · °R. Também, com T_2 = 350°F e p_2 = 40 lbf/in², h_2 = 1211,8 Btu/lb. Então, a energia cinética real na saída em Btu/lb é

$$\frac{V_2^2}{2} = 1326{,}4\,\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} - 1211{,}8\,\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} + \frac{(100\ \text{ft/s})^2}{(2)\left|\frac{32{,}2\ \text{lb}\cdot\text{ft/s}^2}{1\ \text{lbf}}\right|\left|\frac{778\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}{1\ \text{Btu}}\right|}$$

$$= 114{,}8\,\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

Interpolando na Tabela A-4E a 40 lbf/in², com $s_{2s} = s_1$ = 1,7191 Btu/lb · °R, resulta h_{2s} = 1202,3 Btu/lb. Conseqüentemente, a energia cinética específica na saída para uma expansão isoentrópica é

$$\left(\frac{V_2^2}{2}\right)_s = 1326{,}4 - 1202{,}3 + \frac{(100)^2}{(2)|32{,}2|\,|778|} = 124{,}3\ \text{Btu/lb}$$

Substituindo valores na Eq. 6.47,

$$\eta_{bocal} = \frac{(V_2^2/2)}{(V_2^2/2)_s} = \frac{114{,}8}{124{,}3} = 0{,}924\ (92{,}4\%)$$

❶ A principal irreversibilidade em bocais é o atrito entre o gás ou líquido escoando e a parede do bocal. O efeito do atrito leva a uma menor energia cinética na saída e, portanto, a uma menor velocidade de saída, quando comparada com a que seria atingida em uma expansão isoentrópica para a mesma pressão.

Teste-Relâmpago

Determine a temperatura em °F correspondente ao estado 2s da Fig. E6.13.

Resposta: 331°F

6.12.3 Eficiência Isoentrópica de Compressores e Bombas

A forma da eficiência isoentrópica para compressores e bombas é abordada a seguir. Consulte a Fig. 6.12, que mostra um processo de compressão em um diagrama de Mollier. O estado do fluido que está sendo admitido no compressor e a pressão de saída são fixos. Para uma transferência de calor com a vizinhança desprezível e sem efeitos apreciáveis das energias cinética e potencial, o trabalho *necessário* por unidade de massa escoando pelo compressor é

$$\left(-\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right) = h_2 - h_1$$

Fig. 6.12 Comparação entre uma compressão real e uma compressão isoentrópica.

Uma vez que o estado 1 é fixo, a entalpia específica h_1 é conhecida. De acordo com isso, o valor do trabalho necessário depende da entalpia específica na saída, h_2. A expressão anterior mostra que a magnitude do trabalho necessário diminui à medida que h_2 diminui. O trabalho *mínimo* necessário corresponde ao menor valor *possível* para a entalpia específica na descarga do compressor. Com um raciocínio semelhante ao utilizado para a turbina, o menor valor *possível* de entalpia no estado de saída seria atingido em uma compressão isoentrópica a partir do estado especificado de entrada até a pressão de saída especificada. O trabalho mínimo *necessário* é dado, então, por

$$\left(-\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_s = h_{2s} - h_1$$

eficiência isoentrópica de um compressor

Em uma compressão real, $h_2 > h_{2s}$ e, então, uma maior quantidade de trabalho do que o mínimo seria necessária. Essa diferença pode ser medida pela ***eficiência isoentrópica do compressor*** definida por

$$\eta_c = \frac{(-\dot{W}_{vc}/\dot{m})_s}{(-\dot{W}_{vc}/\dot{m})} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \tag{6.48}$$

eficiência isoentrópica de uma bomba

Tanto o numerador quanto o denominador dessa expressão são avaliados para o mesmo estado de entrada e a mesma pressão de saída. O valor de η_c normalmente se encontra na faixa de 75% a 85% para compressores. Uma ***eficiência isoentrópica da bomba***, η_b, é definida de forma semelhante.

No Exemplo 6.14 a eficiência isoentrópica de um compressor de refrigeração é avaliada inicialmente utilizando-se dados de tabelas de propriedades e, posteriormente, usando-se um programa de computador.

Exemplo 6.14 AVALIANDO A EFICIÊNCIA ISOENTRÓPICA DE UM COMPRESSOR

Para o compressor da bomba de calor do Exemplo 6.8, determine a potência, em kW, e a eficiência isoentrópica utilizando **(a)** dados de tabelas de propriedades, **(b)** o *Interactive Thermodynamics: IT*, ou um programa similar.

Solução

Dado: Refrigerante 22 é comprimido adiabaticamente em regime permanente a partir de um estado na admissão especificado até um estado de descarga especificado. A vazão mássica é conhecida.

Pede-se: determine a potência do compressor e a eficiência isoentrópica utilizando (a) tabelas de propriedades, (b) o *IT* ou um programa similar.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

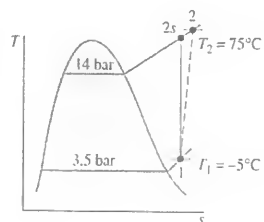



Fig. E6.14

Modelo de Engenharia:

1. Um volume de controle envolvendo o compressor se encontra em regime permanente.
2. A compressão é adiabática, e as variações das energias cinética e potencial entre a admissão e a descarga podem ser desprezadas.

Análise: (a) Utilizando as hipóteses 1 e 2, os balanços das taxas de massa e de energia fornecem

$$\dot{W}_{vc} = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

A partir da Tabela A-9, h_1 = 249,75 kJ/kg e h_2 = 294,17 kJ/kg. Então

$$\dot{W}_{vc} = (0{,}07\ \text{kg/s})(249{,}75 - 294{,}17)\ \text{kJ/kg}\left|\frac{1\ \text{kW}}{1\ \text{kJ/s}}\right| = -3{,}11\ \text{kW}$$

A eficiência isoentrópica do compressor é determinada utilizando-se a Eq. 6.48

$$\eta_c = \frac{(-\dot{W}_{vc}/\dot{m})_s}{(-\dot{W}_{vc}/\dot{m})} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$$

Nesta expressão o denominador representa o trabalho necessário por unidade de massa de refrigerante escoando durante o processo real de compressão, como calculado antes. O numerador é o trabalho necessário para uma compressão isoentrópica entre o estado inicial e a mesma pressão de descarga. O estado na saída para a compressão isoentrópica é representado como 2s no diagrama *T-s* que acompanha esta solução.

A partir da Tabela A-9, s_1 = 0,9572 kJ/kg · K. Com $s_{2s} = s_1$, interpolando na Tabela A-9 em 14 bar fornece h_{2s} = 285,58 kJ/kg. Substituindo valores,

$$\eta_c = \frac{(285{,}58 - 249{,}75)}{(294{,}17 - 249{,}75)} = 0{,}81(81\,\%)$$

(b) O código *IT* é apresentado a seguir. No código, $\dot{W}_{vc}$ é representado por Wdot, $\dot{m}$ por mdot e η_c por eta_c.


```
// Given Data:
T1 = -5 // °C
p1 = 3.5 // bar
T2 = 75 // °C
p2 = 14 // bar
mdot = 0.07 // kg/s

// Determine the specific enthalpies.
h1 = h_PT("R22",p1,T1)
h2 = h_PT("R22",p2,T2)

// Calculate the power.
Wdot = mdot * (h1 - h2)
// Find h2s:
s1 = s_PT("R22",p1,T1)      ❶
s2s = s_Ph("R22",p2,h2s)
s2s = s1

// Determine the isentropic compressor efficiency.
eta_c = (h2s - h1) / (h2 - h1)
```

Utilize o botão **Solve** para obter $\dot{W}_{vc}$ = 23,111 kW e η_c = 80,58%, o que está de acordo com os valores obtidos anteriormente.

❶ Observe que o *IT* resolve para o valor de h_{2s}, embora esta seja uma variável implícita nos argumentos da função da entropia específica.

Habilidades Desenvolvidas:
Habilidade para...
- ☑ aplicar o balanço da taxa de energia a um volume de controle.
- ☑ aplicar a eficiência isoentrópica de um compressor dada pela Eq. 6.48
- ☑ obter dados do Refrigerante 22.

Teste-Relâmpago

Determine o trabalho mínimo teórico de acionamento, em kJ por kg para uma compressão adiabática a partir do estado 1 a uma pressão de saída de 14 bar.

Resposta: 35,83 kJ/kg

Energia e Meio Ambiente

Nos EUA, o governo é parceiro de empresas e indústrias para identificar e promover produtos eficientes em termos de energia. O ENERGY STAR® é um programa voluntário de rotulagem que opera juntamente com a Agência de Proteção Ambiental e o Departamento de Energia dos Estados Unidos que, em um ano recente, economizou energia suficiente para abastecer 10 milhões de casas, reduzindo assim a poluição do ar de forma equivalente a remover 10 milhões de carros da estrada — tudo sem sacrificar o aspecto dos produtos que os consumidores desejam.

As agências do governo assinam acordos com parceiros do programa que, então, podem usar o logotipo ENERGY STAR® em produtos que obedeçam à eficiência de energia e aos critérios de desempenho especificados. O logotipo aparece atualmente em muitos eletrodomésticos importantes, equipamentos de escritório, produtos para iluminação e eletrônica para encorajar os consumidores a comprar produtos que reduzam o consumo de energia e a emissão de gases de efeito estufa. O programa também cobre residências novas, assim como edifícios comerciais e industriais.

Comparado às exigências anuais de energia dos equipamentos novos típicos, os produtos ENERGY STAR® economizam as seguintes porcentagens:

- eletrodomésticos: 10-50%
- equipamentos de escritório: 30-70%
- iluminação residencial e comercial: 70-90%
- eletrônica de consumo: 20-40%
- equipamento residencial de aquecimento e refrigeração: 10-30%

Escolhendo produtos ENERGY STAR®, os consumidores já economizaram bilhões em suas contas e ajudaram o meio ambiente, dizem fontes do governo.

6.13 Calor e Trabalho em Processos Internamente Reversíveis em Regime Permanente

Esta seção trata da análise em regime permanente de volumes de controle com uma entrada e uma saída. O objetivo é desenvolver expressões para o calor e o trabalho na ausência de irreversibilidades internas. As expressões resultantes estão relacionadas a várias importantes aplicações.

6.13.1 Calor Transferido

Para um volume de controle em regime permanente, no qual o escoamento seja *isotérmico* e *internamente reversível*, a forma apropriada do balanço de entropia se torna

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{T} + \dot{m}(s_1 - s_2) + \dot{\sigma}_{vc}^{\,0}$$

onde 1 e 2 representam a entrada e a saída, respectivamente, e $\dot{m}$ representa a vazão mássica. Resolvendo essa equação, o calor transferido por unidade de massa que atravessa o volume de controle se torna

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} = T(s_2 - s_1)$$

De forma mais geral, a temperatura varia à medida que o gás ou o líquido escoa através do volume de controle. Entretanto, podemos considerar que a variação de temperatura consiste em uma série de variações infinitesimais. Então, o calor transferido por unidade de massa seria dado por

$$\left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = \int_1^2 T\,ds \tag{6.49}$$

O subscrito "int rev" serve como lembrete de que essa expressão é aplicável somente a volumes de controle nos quais não ocorrem irreversibilidades internas. A integral da Eq. 6.49 é avaliada a partir da entrada até a saída. Quando os estados que uma unidade de massa apresenta à medida que atravessa de forma reversível da entrada para a saída são descritos por uma curva em um diagrama *T–s*, a magnitude do calor transferido por unidade de massa escoando pode ser representada pela área *sob* a curva, como mostrado na Fig. 6.13.

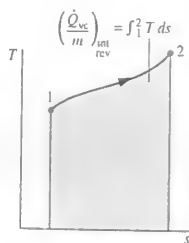



Fig. 6.13 Área correspondente ao calor transferido em um processo de escoamento internamente reversível de um sistema fechado.

6.13.2 Trabalho

O trabalho por unidade de massa cruzando o volume de controle pode ser determinado a partir do balanço da taxa de energia que, para regime permanente, se reduz a

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} + (h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right) + g(z_1 - z_2)$$

Esta equação é um enunciado do princípio da conservação de energia que se aplica quando irreversibilidades estão presentes no interior do volume de controle, assim como quando estas estão ausentes. Entretanto, se a análise está restrita ao caso internamente reversível, a Eq. 6.49 pode ser utilizada de forma a obter

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = \int_1^2 T\,ds + (h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right) + g(z_1 - z_2) \tag{6.50}$$

onde o subscrito "int rev" tem o mesmo significado anteriormente descrito.

Uma vez que irreversibilidades estão ausentes, uma unidade de massa passa por uma seqüência de estados de equilíbrio à medida que ela escoa da entrada à saída. Variações de entropia, entalpia e de pressão estão, dessa forma, relacionadas pela Eq. 6.10b

$$T\,ds = dh - v\,dp$$

que, por integração, fornece

$$\int_1^2 T\,ds = (h_2 - h_1) - \int_1^2 v\,dp$$

Introduzindo essa relação, a Eq. 6.50 se torna

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -\int_1^2 v\,dp + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right) + g(z_1 - z_2) \tag{6.51a}$$

Quando os estados que uma unidade de massa apresenta à medida que atravessa reversivelmente da entrada para a saída são descritos por uma curva em um diagrama *p–v*, como mostrado na Fig. 6.14, a magnitude da integral $\int v\,dp$ é representada pela área sombreada *atrás* da curva.

A Eq. 6.51a é aplicada a equipamentos como turbinas, compressores e bombas. Em diversos casos não ocorre variação significativa de energia cinética ou potencial entre a entrada e a saída, assim

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -\int_1^2 v\,dp \qquad (\Delta ke = \Delta pe = 0) \tag{6.51b}$$

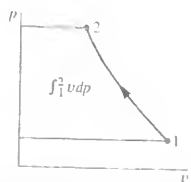



Fig. 6.14 Área correspondente a $\int_1^2 v\,dp$.

Esta expressão mostra que o trabalho está relacionado com a magnitude do volume específico do gás ou do líquido à medida que este escoa da entrada à saída do equipamento. **POR EXEMPLO...** considere dois dispositivos: uma bomba através da qual água líquida escoa e um compressor pelo qual vapor d'água escoa. Para o *mesmo aumento de pressão*, a bomba necessitaria de uma quantidade muito menor de trabalho de *entrada* por unidade de massa escoando do que o compressor, uma vez que o volume específico do líquido é muito menor que o do vapor. Essa conclusão é também qualitativamente correta para bombas e compressores reais, em que irreversibilidades estão presentes durante a operação.

Se o volume específico permanece aproximadamente constante, como em várias aplicações envolvendo líquidos, a Eq. 6.51b se torna

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -v(p_2 - p_1) \qquad (v = \text{constante}, \Delta ke = \Delta pe = 0) \tag{6.51c}$$

A Eq. 6.51a pode também ser aplicada para o estudo do desempenho de volumes de controle em regime permanente, nos quais $\dot{W}_{vc}$ é nulo, como no caso de bocais e difusores. Para qualquer desses casos a equação se torna

$$\int_1^2 v\,dp + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\right) + g(z_2 - z_1) = 0 \tag{6.52}$$

que é uma forma da ***Equação de Bernoulli*** freqüentemente utilizada em mecânica dos fluidos.

Equação de Bernoulli

Energia e Meio Ambiente

Para usinas termelétricas a carvão, o custo do transporte de carvão da mina até a instalação de potência é o principal contribuinte para o custo do carvão por tonelada. Para longas distâncias, o bombeamento de misturas carvão-água através de dutos pode ser menos dispendioso e com menores problemas ambientais e de segurança do que o transporte por caminhões e trem. Em dutos que transportam essa mistura de carvão ocorre o bombeamento de carvão pulverizado e água. Em dutos que conduzem cilindros de carvão compactados ocorre o bombeamento desses cilindros suspensos em água. A quantidade de água necessária é significativa em ambas as abordagens, sendo de até milhões de galões por dia em algumas aplicações. Em dutos que transportam a mistura de carvão mencionada, a razão entre a massa de água e o carvão é de aproximadamente um para um, enquanto em dutos que transportam os cilindros de carvão é aproximadamente de um para três, o que faz com que este último sistema seja mais atraente em termos do uso de água. O sistema de dutos utilizados para a mistura de carvão está presente em muitos países, inclusive nos Estados Unidos. O conceito relativo ao cilindro de carvão, mais recente, ainda necessita ser comercializado.

6.13.3 Trabalho em Processos Politrópicos

Na discussão da Fig. 6.10 identificamos um processo internamente reversível descrito por pv^n = *constante* como um *processo politrópico*, onde *n* é uma constante. Quando cada unidade de massa é submetida a um processo politrópico à medida que passa através do volume de controle com uma entrada e uma saída, utilizamos a relação pv^n = *constante*. Introduzindo essa relação na Eq. 6.51b e realizando a integração obtém-se o trabalho por unidade de massa na ausência de irreversibilidades internas e de variações significativas relacionadas às energias cinética e potencial. Isto é,

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -\int_1^2 v\,dp = -(constante)^{1/n}\int_1^2 \frac{dp}{p^{1/n}}$$

$$= -\frac{n}{n-1}(p_2v_2 - p_1v_1) \qquad (\text{politrópico}, n \neq 1) \tag{6.53}$$

para qualquer valor de *n*, com exceção de $n = 1$. Quando $n = 1$, pv = *constante*, e o trabalho é

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -\int_1^2 v\,dp = -constante\int_1^2 \frac{dp}{p}$$

$$= -(p_1v_1)\ln(p_2/p_1) \qquad (\text{politrópico}, n = 1) \tag{6.54}$$

As Eqs. 6.53 e 6.54 são genericamente aplicáveis a processos politrópicos de *qualquer* gás (ou líquido).

O CASO DO GÁS IDEAL. Para o caso especial de um gás ideal, a Eq. 6.53 se torna

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -\frac{nR}{n-1}(T_2 - T_1) \qquad (\text{gás ideal}, n \neq 1) \tag{6.55a}$$

Para um processo politrópico de um gás ideal, a Eq. 3.56 se aplica

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n}$$

Então, a Eq. 6.55a pode ser expressa alternativamente como

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int \\ rev}} = -\frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] \quad \text{(gás ideal, } n \neq 1\text{)} \tag{6.55b}$$

Para o caso de um gás ideal, a Eq. 6.54 se torna

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int \\ rev}} = -RT\ln(p_2/p_1) \quad \text{(gás ideal, } n = 1\text{)} \tag{6.56}$$

No Exemplo 6.15 consideramos ar modelado como um gás ideal submetido a um processo de compressão politrópica em regime permanente.

Exemplo 6.15 COMPRESSÃO POLITRÓPICA DE AR

Um compressor de ar opera em regime permanente com ar admitido a $p_1 = 1$ bar, $T_1 = 20°C$ e descarregado a $p_2 = 5$ bar. Determine o trabalho e o calor transferido por unidade de massa que passa através do equipamento, em kJ/kg, se o ar é submetido a um processo politrópico com $n = 1,3$. Despreze as variações das energias cinética e potencial entre a entrada e a saída. Utilize o modelo de gás ideal para o ar.

Solução

Dado: ar é comprimido em um processo politrópico a partir de um estado especificado na admissão até uma pressão de saída também especificada.

Pede-se: determine o trabalho e o calor transferido por unidade de massa que atravessa o equipamento.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

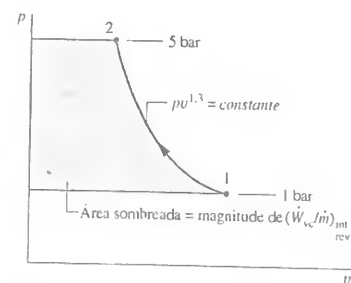



Fig. E6.15

Modelo de Engenharia:

1. Um volume de controle envolvendo o compressor se encontra em regime permanente.
2. O ar é submetido a um processo politrópico com $n = 1,3$.
3. O ar se comporta como um gás ideal.
4. As variações das energias cinética e potencial da entrada à saída podem ser desprezadas.

Análise: o trabalho pode ser obtido utilizando a Eq. 6.55a, que requer para sua utilização a temperatura na saída, T_2. A temperatura T_2 pode ser encontrada utilizando-se a Eq. 3.56

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n} = 293\left(\frac{5}{1}\right)^{(1,3-1)/1,3} = 425 \text{ K}$$

Substituindo-se os valores conhecidos na Eq. 6.55a, encontramos

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = -\frac{nR}{n-1}(T_2 - T_1) = -\frac{1,3}{1,3-1}\left(\frac{8,314}{28,97}\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(425 - 293)\text{ K}$$
$$= -164,2 \text{ kJ/kg}$$

O calor transferido é avaliado pela simplificação dos balanços de massa e energia, utilizando as hipóteses para obter

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + h_2 - h_1$$

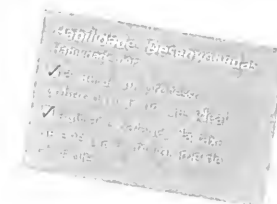
Utilizando as temperaturas T_1 e T_2, as entalpias específicas requeridas são obtidas a partir da Tabela A-22 como $h_1 = 293,17$ kJ/kg e $h_2 = 426,35$ kJ/kg. Então,

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} = -164,15 + (426,35 - 293,17) = -31 \text{ kJ/kg}$$

❶ Os estados correspondentes ao processo politrópico de compressão são mostrados pela curva no diagrama p–v que acompanha esta solução. A magnitude do trabalho por unidade de massa atravessando o compressor é representada pela área sombreada *atrás* da curva.

Teste-Relâmpago

Considerando que o ar passa por um processo politrópico com $n = 1,0$, determine o trabalho e a transferência de calor, ambos em kJ por kg de ar, conservando todos os outros dados constantes.

Resposta: –135,3 kJ/kg

Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

No presente capítulo apresentamos a propriedade entropia e ilustramos sua utilização para análises termodinâmicas. Tal como massa e energia, a entropia é uma propriedade extensiva que pode ser transferida através das fronteiras de sistemas. A transferência de entropia acompanha tanto a transferência de calor quanto o fluxo de massa. Ao contrário da massa e da energia, a entropia não é conservada, mas *gerada* no interior de sistemas quando irreversibilidades internas estão presentes.

A utilização de balanços de entropia é apresentada neste capítulo. Balanços de entropia são expressões da segunda lei que contabilizam a entropia de sistemas em termos de transferências de entropia e de geração de entropia. Para processos de sistemas fechados, o balanço de entropia é representado pela Eq. 6.24, e a forma em termo de taxas, pela Eq. 6.28. Para volumes de controle, o balanço em termos de taxa é representado pela Eq. 6.34, enquanto a expressão para regime permanente associada, pela Eq. 6.36.

Os itens a seguir fornecem um guia de estudo para este capítulo. Ao término do estudo do texto e dos exercícios dispostos no final do capítulo, você estará apto a

✓ descrever o significado dos termos dispostos em negrito ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O conjunto de conceitos fundamentais listados mais adiante é particularmente importante para os capítulos subsequentes.

✓ aplicar balanços de entropia em cada uma das diversas formas alternativas, modelando apropriadamente o caso que está sendo analisado, observando corretamente a convenção de sinais e utilizando cuidadosamente as unidades SI e inglesas.

✓ utilizar apropriadamente dados de entropia, incluindo

- obter dados das Tabelas A-2 a A-18, utilizando a Eq. 6.4 para avaliar a entropia específica de misturas bifásicas líquido-vapor, esboçando diagramas *T–s* e *h–s* e localizando estados nesses diagramas, além de utilizar apropriadamente as Eqs. 6.5 e 6.13.
- determinar Δs para gases ideais utilizando a Eq. 6.20 para calores específicos variáveis, juntamente com as Tabelas A-21 a A-23, e utilizar as Eqs. 6.21 e 6.22 para calores específicos constantes.
- avaliar eficiências isoentrópicas de turbinas, bocais, compressores e bombas a partir das Eqs. 6.46, 6.47 e 6.48, respectivamente, incluindo a utilização apropriada para gases ideais e calores específicos variáveis das Eqs. 6.41-6.42 e das Eqs. 6.43-6.45 para calores específicos constantes.

✓ aplicar a Eq. 6.23 para sistemas fechados e as Eqs. 6.49 e 6.51 para volumes de controle com uma entrada e uma saída, observando corretamente as restrições associadas a processos internamente reversíveis.

Conceitos Fundamentais na Engenharia

variação de entropia
diagrama T–s
diagrama de Mollier
balanço de entropia
transferência de entropia
geração de entropia
balanço da taxa de entropia
eficiências isoentrópicas

Equações Principais

$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b + \sigma$	(6.24)	Balanço de entropia para um sistema fechado
$\frac{dS}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{\sigma}$	(6.28)	Balanço da taxa de entropia para um sistema fechado.

$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{vc}$	(6.34)	Balanço da taxa de entropia para um volume de controle.
$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{vc}$	(6.36)	Balanço da taxa de entropia para um volume de controle em regime permanente.
$\eta_t = \frac{\dot{W}_{vc}/\dot{m}}{(\dot{W}_{vc}/\dot{m})_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$	(6.46)	Eficiência isoentrópica de uma turbina.
$\eta_{bocal} = \frac{V_2^2/2}{(V_2^2/2)_s}$	(6.47)	Eficiência isoentrópica de um bocal.
$\eta_c = \frac{(-\dot{W}_{vc}/\dot{m})_s}{(-\dot{W}_{vc}/\dot{m})} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$	(6.48)	Eficiência isoentrópica de um compressor (e de uma bomba).
Relações para o Modelo de Gás Ideal		
$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)\frac{dT}{T} + R\ln\frac{v_2}{v_1}$	(6.17)	Variação da entropia específica; forma geral para T e v como propriedades independentes.
$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = c_v\ln\frac{T_2}{T_1} + R\ln\frac{v_2}{v_1}$	(6.21)	Calor específico c_v constante.
$s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)\frac{dT}{T} - R\ln\frac{p_2}{p_1}$	(6.18)	Variação da entropia específica; forma geral para T e p como propriedades independentes.
$s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1) = s^\circ(T_2) - s^\circ(T_1) - R\ln\frac{p_2}{p_1}$	(6.20a)	Para o ar s° é obtido da Tabela A-22. (Para outros gases $\bar{s}^\circ$ é obtido da Tabela A-23.)
$s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1) = c_p\ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{p_2}{p_1}$	(6.22)	Calor específico c_p constante.
$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$	(6.41)	$s_1 = s_2$ (somente para o ar), p_r e v_r são obtidos da Tabela A-22.
$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}}$	(6.42)	
$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k}$	(6.43)	$s_1 = s_2$, razão de calores específicos k constante.
$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$	(6.44)	
$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k}$	(6.45)	

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Dentre as propriedades extensivas massa, energia e entropia, quais são conservadas? Quais são geradas?

2. É possível que a entropia seja negativa? E a *variação* de entropia? E a *geração* de entropia?

3. De que forma a entropia pode ser transferida através da fronteira de um sistema fechado? E através da fronteira de um volume de controle?

4. É possível que as entropias de um sistema fechado *e* de sua vizinhança *diminuam* durante um processo? É possível que ambas *aumentem* durante um processo?

5. O que ocorre com a entropia gerada em um volume de controle isolado, com uma entrada e uma saída, operando em regime permanente?

6. Se um sistema fechado fosse submetido a um processo internamente reversível e a um processo irreversível entre os mesmos estados inicial e final, como se compararia a variação de entropia em ambos os processos? Como se comparariam as quantidades de entropia geradas?

7. Com referência ao Exemplo 3.1, a entropia do sistema varia. Por quê? Repita para o Exemplo 3.2.

8. Com referência à Fig. 2.3, se os sistemas A e B operam adiabaticamente, a entropia de cada um desses sistemas aumenta, diminui ou permanece a mesma?

9. Os dois ciclos de potência mostrados na mesma escala na figura são compostos por processos internamente reversíveis. Compare os trabalhos líquidos produzidos por esses ciclos. Qual ciclo possui uma maior eficiência térmica?

10. Esboce o diagrama T–s para o ciclo a vapor de Carnot da Fig. 5.15.

11. Esboce os diagramas T–s e p–v de um gás ideal submetido a um ciclo de potência que consiste em uma série dos quatro seguintes processos internamente reversíveis: volume específico constante, pressão constante, isoentrópico, isotérmico.

12. O atrito seria menor para uma mistura de carvão e água pulverizados escoando em um duto do que para apenas água? Explique.

13. Reduzir as irreversibilidades no interior de um sistema pode melhorar seu desempenho *termodinâmico*, mas decisões nesse sentido estão geralmente limitadas por outras considerações. Quais são algumas dessas limitações?

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Utilizando Dados e Conceitos de Entropia

6.1 Utilizando as tabelas para água, determine a entropia específica nos estados indicados em kJ/kg · K. Em cada caso, localize manualmente o estado em um esboço do diagrama T–s.

(a) p = 5,0 MPa, T = 400°C
(b) p = 5,0 MPa, T = 100°C
(c) p = 5,0 MPa, u = 1872,5 kJ/kg
(d) p = 5,0 MPa, vapor saturado

6.2 Utilizando as tabelas para água, determine a entropia específica nos estados indicados em Btu/lb · °R. Em cada caso, localize manualmente o estado em um esboço do diagrama T–s.

(a) p = 1000 lbf/in² (6,9 MPa), T = 750°F (398,9°C)
(b) p = 1000 lbf/in² (6,9 MPa), T = 300°F (148,9°C)
(c) p = 1000 lbf/in² (6,9 MPa), h = 932,4 Btu/lb (2168,8 kJ/kg)
(d) p = 1000 lbf/in² (6,9 MPa), vapor saturado

6.3 Utilizando a tabela apropriada, determine a variação da entropia específica entre os estados especificados, em kJ/kg · K

(a) água, p_1 = 10 MPa, T_1 = 400°C, p_2 = 10 MPa, T_2 = 100°C.
(b) Refrigerante 134a, h_1 = 111,44 kJ/kg, T_1 = −40°C, vapor saturado a p_2 = 5 bar.
(c) ar como um gás ideal, T_1 = 7°C, p_1 = 2 bar, T_2 = 327°C, p_2 = 1 bar.
(d) hidrogênio (H_2) como um gás ideal, T_1 = 727°C, p_1 = 1 bar, T_2 = 25°C, p_2 = 3 bar.

6.4 Utilizando a tabela apropriada, determine a variação da entropia específica entre os estados especificados, em Btu/lb · °R.

(a) água, p_1 = 1000 lbf/in² (6,9 MPa), T_1 = 800°F (426,7°C), p_2 = 1000 lbf/in², T_2 = 100°F (37,8°C).
(b) Refrigerante 134a, h_1 = 47,91 Btu/lb (111,4 kJ/kg), T_1 = −40°F (−40,0°C), vapor saturado a p_2 = 40 lbf/in² (275,8 kPa)
(c) ar como um gás ideal, T_1 = 40°F (4,4°C), p_1 = 2 atm, T_2 = 420°F (215,6°C), p_2 = 1 atm.
(d) dióxido de carbono como um gás ideal, T_1 = 820°F (437,8°C), p_1 = 1 atm, T_2 = 77°F (25,0°C), p_2 = 3 atm

6.5 Utilizando o *IT* ou um programa similar, determine a entropia específica da água nos estados indicados. Compare com os resultados obtidos a partir da tabela apropriada.

(a) Entropia específica, em kJ/kg · K, para os casos do Problema 6.1
(b) Entropia específica, em Btu/lb · °R, para os casos do Problema 6.2.

6.6 Utilizando o *IT* ou um programa similar, determine a entropia específica da água nos estados indicados. Compare com os resultados obtidos a partir da tabela apropriada.

(a) Variação da entropia específica, em kJ/kg · K, para os casos do Problema 6.3
(b) Variação da entropia específica, em Btu/lb · °R, para os casos do Problema 6.4

6.7 Utilizando os dados da *tabela de vapor d'água*, determine o valor da propriedade indicada para um processo no qual não há variação da entropia específica entre o estado 1 e o estado 2. Em cada caso, localize os estados em um esboço do diagrama T–s.

(a) T_1 = 40°C, x_1 = 100%, p_2 = 150 kPa. Determine T_2, em °C, e Δh, em kJ/kg.
(b) T_1 = 10°C, x_1 = 75%, p_2 = 1 MPa. Determine T_2, em °C, e Δu, em kJ/kg.

6.8 Utilizando a tabela apropriada, determine a propriedade indicada para um processo no qual não ocorre variação da entropia específica entre o estado 1 e o estado 2.

(a) água, p_1 = 14,7 lbf/in² (101,3 kPa), T_1 = 500°F (260,0°C), p_2 = 100 lbf/in² (689,5 kPa). Encontre T_2 em °F.
(b) água, T_1 = 10°C, x_1 = 0,75, vapor saturado no estado 2. Encontre p_2 em bar.
(c) ar como um gás ideal, T_1 = 27°C, p_1 = 1,5 bar, T_2 = 127°C. Encontre p_2 em bar
(d) ar como um gás ideal, T_1 = 100°F (37,8°C), p_1 = 3 atm, p_2 = 2 atm. Encontre T_2 em °F.
(e) Refrigerante 134a, T_1 = 20°C, p_1 = 5 bar, p_2 = 1 bar. Encontre v em m³/kg.

6.9 Utilizando o *IT* ou um programa similar, obtenha o valor da propriedade requerida no (a) Problema 6.7, (b) Problema 6.8 e compare com o valor obtido da tabela apropriada.

6.10 Propano é submetido a um processo a partir de um estado 1, onde p_1 = 1,4 MPa e T_1 = 60°C, até um estado 2, onde p_2 = 1,0 MPa, durante o qual a variação da entropia específica é $s_2 - s_1 = -0{,}35$ kJ/kg · K. No estado 2, determine a temperatura, em °C, e a entalpia específica, em kJ/kg.

6.11 Ar em um conjunto cilindro-pistão é submetido a um processo de um estado 1, onde T_1 = 300 K e p_1 = 100 kPa, até um estado 2, onde T_2 = 500 K e p_2 = 650 kPa. Utilizando o modelo de gás ideal para o ar, determine a variação da entropia específica entre esses estados, em kJ/kg · K, se o processo ocorre (a) sem irreversibilidades internas, (b) com irreversibilidades internas.

6.12 Gás metano (CH_4) é admitido em um compressor a 298 K e 1 bar, sendo descarregado a 2 bar e temperatura T. Utilizando o modelo de gás ideal, determine T, em K, considerando que não ocorre variação da entropia específica da admissão à descarga.

6.13 Um quarto de libra-mol de nitrogênio gasoso (N_2) é submetido a um processo a partir de p_1 = 20 lbf/in² (137,9 kPa), T_1 = 500°R (4,6°C) a p_2 = 150 lbf/in² (1,0 MPa). Para o processo W = −500 Btu (−527,5 kJ) e Q = −125,9 Btu (132,8 kJ). Utilizando o modelo de gás ideal, determine

(a) T_2, em °R.
(b) a variação de entropia, em Btu/°R

Mostre os estados inicial e final em um diagrama T–s.

6.14 Um quilograma de água contida em um conjunto cilindro-pistão, inicialmente a 160°C e 150 kPa, é submetido a um processo de compressão isotérmica até o estado de líquido saturado. Para o processo, W = −471,5 kJ. Determine

(a) o calor transferido, em kJ
(b) a variação de entropia, em kJ/K.

Mostre o processo em um esboço do diagrama T–s

6.15 Um décimo de kmol de monóxido de carbono (CO) em um conjunto cilindro-pistão é submetido a um processo a partir de p_1 = 150 kPa e T_1 = 300 K a p_2 = 500 kPa e T_2 = 370 K. Para o processo, W = −300 kJ. Utilizando o modelo de gás ideal, determine

(a) o calor transferido, em kJ.
(b) a variação de entropia, em kJ/K

Mostre o processo em um esboço do diagrama T–s

6.16 Argônio em um conjunto cilindro-pistão é comprimido de um estado 1, onde T_1 = 300 K e V_1 = 1 m³, até um estado 2, onde T_2 = 200 K. Considerando que a variação da entropia específica é $s_2 - s_1$ = −0,27 kJ/kg · K, determine o volume final, em m³. Admita o modelo de gás ideal com k = 1,67.

6.17 Vapor entra em uma turbina operando em regime permanente a 1 MPa e 200°C, e sai a 40°C com um título de 83%. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine (a) o trabalho produzido pela turbina, em kJ por kg de vapor escoando, (b) a variação da entropia específica da admissão à descarga, em kJ/K por kg de vapor escoando.

6.18 Responda se cada uma das afirmativas abaixo é verdadeira ou falsa. Se falsa, explique por quê.

(a) A variação de entropia de um sistema fechado é a mesma para todos os processos entre dois estados especificados.
(b) A entropia de uma quantidade fixa de um gás ideal aumenta em toda compressão isotérmica.
(c) A energia interna e a entalpia específicas de um gás ideal são funções exclusivamente da temperatura, mas sua entropia específica depende de duas propriedades intensivas independentes.
(d) Uma das equações $T\,dS$ tem a forma $T\,dS = du - p\,dv$.
(e) A entropia de uma quantidade fixa de uma substância incompressível aumenta em todo processo no qual a temperatura diminui.

6.19 Um sistema fechado consiste em um gás ideal com razão de calores específicos k constante.

(a) O gás é submetido a um processo no qual a temperatura aumenta de T_1 a T_2. Mostre que a variação de entropia para o processo é superior se a mudança de estado ocorre com pressão constante quando comparada à que ocorre com volume constante. Esboce os processos em coordenadas p–v e T–s
(b) Utilizando os resultados do item (a), mostre em coordenadas T–s que uma linha de volume específico constante, passando por um estado, possui uma inclinação maior do que uma linha de pressão constante passando através desse estado
(c) O gás é submetido a um processo no qual a pressão aumenta de p_1 para p_2. Mostre que a razão entre a variação de entropia para um processo isotérmico e a variação de entropia para um processo a volume constante é $(1 - k)$. Esboce os processos em coordenadas p–v e T–s

Analisando Processos Internamente Reversíveis

6.20 Um quilograma de água contida em um conjunto cilindro-pistão passa por dois processos internamente reversíveis em série ilustrados na Fig. P6.20. Para cada processo, determine o trabalho e a quantidade de transferência de calor, ambos em kJ

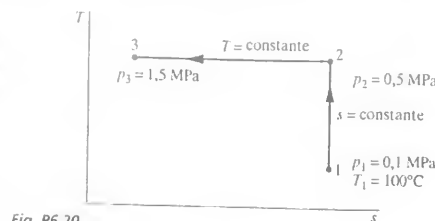



Fig. P6.20

6.21 Um quilograma de água contida em um conjunto cilindro-pistão passa por dois processos internamente reversíveis em série ilustrados na Fig. P6.21. Para cada processo, determine o trabalho e a quantidade de transferência de calor, ambos em kJ.

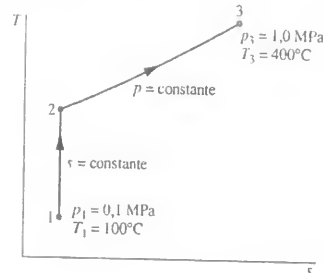



Fig. P6.21

6.22 Um quilograma de água inicialmente a 160°C, 1,5 bar, é submetido a um processo de compressão internamente reversível até o estado de líquido saturado. Determine o trabalho e a quantidade de transferência de calor, em kJ. Esboce o processo em coordenadas p–v e T–s. Relacione o trabalho e a quantidade de calor transferida a áreas nesses diagramas.

6.23 Uma libra-massa (0,45 kg) de água inicialmente como líquido saturado a 1 atm passa por uma expansão internamente reversível a pressão constante até x = 90%. Determine o trabalho e o calor transferido, ambos em Btu. Esboce o ciclo em coordenadas p–v e T–s. Relacione o trabalho e a quantidade de calor transferida a áreas nesses diagramas.

6.24 Um gás inicialmente a 14 bar e 60°C é expandido a uma pressão final de 2,8 bar em um processo isotérmico e internamente reversível. Determine a quantidade de calor transferida e o trabalho, cada um em kJ por kg de gás, considerando que o gás é (a) o Refrigerante 134a, (b) o ar modelado como um gás ideal. Esboce o processo em coordenadas p–v e T–s.

6.25 Reconsidere os dados do Problema 6.24, mas agora suponha que o gás é expandido a partir de 2,8 bar isoentropicamente. Determine o trabalho, em kJ por kg de gás, se o gás for (a) Refrigerante 134a, (b) ar como um gás ideal. Esboce o processo em coordenadas p–v e T–s.

6.26 Nitrogênio (N_2) inicialmente ocupando 0,5 m³ a 1,0 bar, 20°C, é submetido a uma compressão internamente reversível durante a qual $pV^{1,30}$ = *constante* a um estado final em que a temperatura é 200°C. Admitindo o modelo de gás ideal, determine

(a) a pressão no estado final, em bar
(b) o trabalho e a quantidade de calor transferida, ambos em kJ.
(c) a variação de entropia, em kJ/K

6.27 Ar em um conjunto cilindro-pistão é modelado como um gás ideal passa por dois processos internamente reversíveis em série do estado 1, onde T_1 = 290 K e p_1 = 1 bar

Processo 1-2: compressão até p_2 = 5 bar, durante a qual $pV^{1,19}$ = *constante*

Processo 2-3: expansão isoentrópica até p_3 = 1 bar

(a) Esboce os dois processos em série em coordenadas T–s
(b) Determine a temperatura no estado 2, em K.
(c) Determine o trabalho líquido, em kJ.

6.28 Ar em um conjunto cilindro-pistão passa por um ciclo termodinâmico composto por três processos internamente reversíveis em série.

Processo 1-2: aquecimento a volume constante de T_1 = 288 K e p_1 = 0,1 MPa até p_2 = 0,42 MPa

Processo 2-3: resfriamento a pressão constante.

Processo 3-1: aquecimento isotérmico até o estado inicial.

Utilizando o modelo de gás ideal, com c_p = 1 kJ/kg · K, avalie a variação da entropia específica, em kJ/kg · K, para cada processo. Esboce o ciclo em coordenadas p–v e T–s. Para cada processo represente o trabalho e o calor transferido por meio de áreas nesses diagramas, respectivamente.

6.29 Um décimo de quilograma de um gás em um conjunto cilindro-pistão é submetido a um ciclo de potência de Carnot, no qual a expansão isotérmica ocorre a 800 K. A variação da entropia específica do gás durante a compressão isotérmica, que ocorre a 400 K, é −25 kJ/kg · K. Determine (a) o trabalho líquido produzido por ciclo, em kJ, e (b) a eficiência térmica.

6.30 Uma libra-massa (0,45 kg) de ar contida em um conjunto cilindro-pistão e se comportando como um gás ideal é submetida a um ciclo de potência de Carnot. No início da expansão isotérmica, a temperatura é 1600°R (615,7°C) e a pressão e 1200 lbf/in² (8,3 MPa). A compressão isotérmica ocorre a 500°R (4,6°C) e o calor fornecido por ciclo é 40 Btu (42,2 kJ). Assumindo o modelo de gás ideal para o ar, determine

(a) a pressão no final da expansão isotérmica, da expansão adiabática e da compressão isotérmica, em lbf/in².
(b) o trabalho líquido produzido por ciclo, em kJ.
(c) a eficiência térmica.

6.31 Ar em um conjunto cilindro-pistão é submetido a um ciclo de potência de Carnot. Os processos isotérmicos de expansão e compressão ocorrem a 1400 K e 350 K, respectivamente. As pressões no início e no final da compressão isotérmica são 100 kPa e 500 kPa, respectivamente. Admitindo o modelo de gás ideal, com c_p = 1,005 kJ/kg · K, determine

(a) A pressão no início e no final da expansão isotérmica, ambas em kPa.
(b) Determine a quantidade de calor transferida e o trabalho, em kJ/kg, para cada processo.
(c) Avalie a eficiência térmica.

6.32 Água em um conjunto cilindro-pistão é submetida a um ciclo de potência de Carnot. No início da expansão isotérmica a temperatura é de 250°C e o título é de 80%. A expansão isotérmica continua até que a pressão seja de 2 MPa. A expansão adiabática, então, ocorre a uma temperatura final de 175°C.

(a) Esboce o ciclo em coordenadas T–s.
(b) Determine a quantidade de calor transferida e o trabalho, em kJ/kg, para cada processo.
(c) Avalie a eficiência térmica

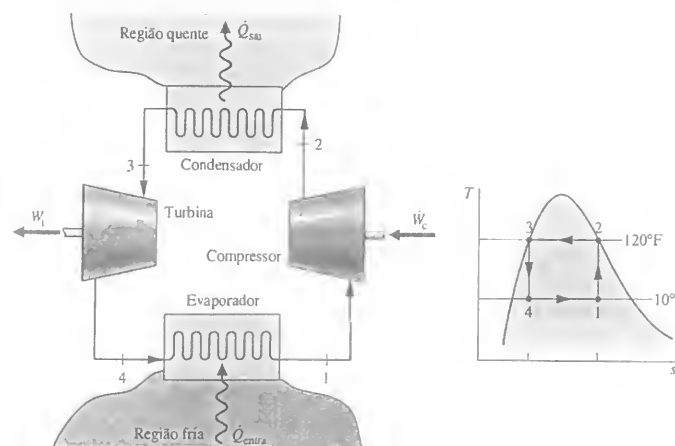



Fig. P6.34

6.33 Um ciclo de potência de Carnot opera em regime permanente conforme ilustrado na Fig. 5.15 com água como fluido de trabalho. A pressão da caldeira é de 200 lbf/in² (1,4 MPa), sendo que o fluido de trabalho entra como líquido saturado e sai como vapor saturado. A pressão do condensador é de 20 lbf/in² (137,9 kPa)

(a) Esboce o ciclo em coordenadas T–s.
(b) Determine a quantidade de calor transferida e o trabalho para cada processo, em Btu por lb de água escoando
(c) Avalie a eficiência térmica.

6.34 A Fig. P6.34 mostra um ciclo de bomba de calor de Carnot operando em regime permanente com amônia como fluido de trabalho. A temperatura do condensador é de 120°F (48,9°C), com vapor saturado entrando e líquido saturado saindo. A temperatura do evaporador é de 10°F (−12,2°C)

(a) Determine a quantidade de calor transferida e o trabalho para cada processo, em Btu por lb de amônia escoando.
(b) Determine o coeficiente de desempenho da bomba de calor.
(c) Determine o coeficiente de desempenho para um ciclo de refrigeração de Carnot operando conforme ilustrado na figura

6.35 A Fig. P6.35 fornece um esboço de uma planta de potência a vapor na qual a água continuamente circula através dos quatro componentes ilustrados. A água escoa através da caldeira e do condensador a pressão constante e através da turbina e da bomba adiabaticamente

(a) Esboce o ciclo em coordenadas T–s.
(b) Determine a eficiência térmica e compare com a eficiência térmica de um ciclo de Carnot operando entre as temperaturas máxima e mínima.

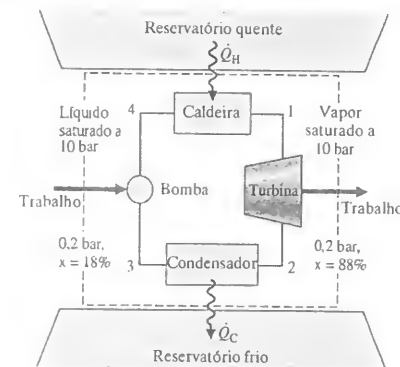



Fig. P6.35

Aplicando o Balanço de Entropia: Sistemas Fechados

6.36 Um sistema fechado é submetido a um processo no qual trabalho é realizado no sistema e a transferência de calor Q ocorre na temperatura T_b. Para cada caso, determine se a variação de entropia do sistema é positiva, negativa, nula ou indeterminada.

(a) processo internamente reversível, $Q > 0$.
(b) processo internamente reversível, $Q = 0$
(c) processo internamente reversível, $Q < 0$.
(d) processo internamente irreversível, $Q > 0$.
(e) processo internamente irreversível, $Q = 0$.
(f) processo internamente irreversível, $Q < 0$.

6.37 Responda se cada uma das afirmativas é verdadeira ou falsa. Se falsa, explique por quê.

(a) Um processo que viola a segunda lei da termodinâmica viola a primeira lei da termodinâmica
(b) Quando uma quantidade líquida de trabalho é realizada em um sistema fechado realizando um processo internamente reversível, uma transferência líquida de energia sob a forma de calor também ocorre.
(c) Um corolário da segunda lei de termodinâmica estabelece que a variação de entropia de um sistema fechado deve ser maior que zero ou igual a zero.
(d) Um sistema fechado pode experimentar um aumento de entropia somente quando irreversibilidades estão presentes no interior do sistema durante o processo.
(e) Entropia é gerada em todo processo internamente reversível de um sistema fechado.
(f) Em um processo adiabático e internamente reversível de um sistema fechado a entropia permanece constante.
(g) A energia de um sistema isolado deve permanecer constante, mas a entropia pode somente decrescer.

6.38 Uma massa fixa de água m, inicialmente como líquido saturado, é levada à condição de vapor saturado enquanto a pressão e a temperatura permanecem constantes. A variação de volume é a única forma de trabalho

(a) Desenvolva expressões para o trabalho e para o calor transferido em termos da massa m e das propriedades que podem ser obtidas diretamente das *tabelas de vapor*.
(b) Demonstre que esse processo é internamente reversível.

6.39 Cinco quilogramas de água contidos em um conjunto cilindro-pistão são expandidos a partir de um estado inicial, onde $T_1 = 400°C$ e $p_1 = 700$ kPa, até um estado final, onde $T_2 = 200°C$ e $p_2 = 300$ kPa. Não ocorrem efeitos significativos com relação às energias cinética e potencial. A tabela a seguir fornece dados adicionais em dois estados. Afirma-se que a água passa por um processo adiabático entre esses estados enquanto produz trabalho. Avalie essa afirmativa.

Estado	T (°C)	p (kPa)	v (m³/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg · K)
1	400	700	0,4397	2960,9	3268,7	7,6350
2	200	300	0.7160	2650,7	2865,5	7,3115

6.40 Dois m³ de ar em um reservatório rígido e isolado equipado com um agitador estão inicialmente a 293 K e 200 kPa. O ar recebe 710 kJ por meio de trabalho a partir do agitador. Admitindo o modelo de gás ideal, com $c_v = 0,72$ kJ/kg · K, determine para o ar (a) a massa, em kg, (b) a temperatura final, em K, e (c) a quantidade de entropia gerada, em kJ/K

6.41 Um reservatório rígido e isolado equipado com um agitador contém 5 lb (2,3 kg) de água inicialmente a 260°F (126,7°C) e com um título de 60%. A água é misturada até que sua temperatura atinja 350°F (176,7°C). Para a água, determine (a) o trabalho, em Btu, e (b) a quantidade de entropia gerada, em Btu/°R.

6.42 Um quilograma de ar contido em um conjunto cilindro-pistão está inicialmente a 1 bar e 450 K. Pode um estado final de 2 bar e 350 K ser atingido através de um processo adiabático?

6.43 Uma libra-massa (0,45 kg) de Refrigerante 134a contida no interior de um conjunto cilindro-pistão é submetida a um processo a partir de um estado em que a pressão é de 120 lbf/in² (827,4 kPa) e o título é 50% até um estado em que a temperatura é 50°F (10,0°C), e o refrigerante se encontra como líquido saturado. Determine a variação da entropia específica do refrigerante, em Btu/lb · °R. Esse processo pode ser realizado adiabaticamente?

6.44 Refrigerante 134a contido em um conjunto cilindro-pistão é expandido rapidamente de um estado inicial, onde $T_1 = 140°F$ (60,0°C) e $p_1 = 200$ lbf/in² (1,4 MPa), até um estado final, onde $p_2 = 5$ lbf/in² (34,5 kPa) e o título, x_2, é (a) 99%, (b) 95%. Em cada caso, determine se o processo pode ocorrer de forma adiabática. Em caso afirmativo, determine o trabalho, em Btu/lb, para uma expansão adiabática entre esses estados. Em caso negativo, determine o sentido da transferência de calor.

6.45 Um quilograma de ar contido em um conjunto cilindro-pistão passa por um processo de um estado inicial, onde $T_1 = 300$ K e $v_1 = 0,8$ m³/kg, até um estado final, onde $T_2 = 420$ K e $v_2 = 0,2$ m³/kg. Este processo pode ocorrer adiabaticamente? Em caso afirmativo, determine o trabalho, em kJ, para um processo adiabático entre esses estados. Em caso negativo, determine o sentido da transferência de calor. Admita o modelo de gás ideal para o ar

6.46 Ar considerado como um gás ideal e contido em um conjunto cilindro-pistão é comprimido entre dois estados especificados. Em cada um dos seguintes casos, o processo pode ocorrer adiabaticamente? Em caso afirmativo, determine o trabalho, em unidades apropriadas, para um processo adiabático entre esses estados. Em caso negativo, determine o sentido da transferência de calor

(a) Estado 1: $p_1 = 0,1$ MPa, $T_1 = 27°C$. Estado 2: $p_2 = 0,5$ MPa, $T_2 = 207°C$. Utilize os dados da Tabela A-22.
(b) Estado 1: $p_1 = 3$ atm, $T_1 = 80°F$ (26,7°C). Estado 2: $p_2 = 10$ atm, $T_2 = 240°F$ (115,6°C). Considere $c_p = 0,241$ Btu/lb · °R (1,0 kJ/kg · K).

6.47 Um conjunto cilindro-pistão inicialmente contém 0,04 m³ de água a 1,0 MPa, 320°C. A água é expandida adiabaticamente até uma pressão final de 0,1 MPa. Construa um gráfico do trabalho realizado pela água, em kJ, em função da quantidade de entropia gerada, em kJ/K.

6.48 Duas libras-massa (0,91 kg) de vapor contidas em um conjunto cilindro-pistão são expandidas adiabaticamente a partir de um estado 1, onde $p_1 = 100$ lbf/in² (689,5 kPa) e $T_1 = 500°F$ (260,0°C), até uma pressão final de 10 lbf/in² (68,9 kPa). Construa um gráfico do trabalho realizado pela água, em Btu, em função da quantidade de entropia gerada, em Btu/°R.

6.49 Um décimo de quilograma de água, inicialmente a 300 kPa e 200°C, é comprimido em um conjunto cilindro-pistão até 1500 kPa e 210°C. Considerando que a transferência de calor a partir da água ocorre a uma temperatura média de 205°C, determine o trabalho teórico mínimo de compressão, em kJ.

6.50 Uma quantidade de propano igual a 0,5 kg, inicialmente a 4 bar e 30°C, é submetida a um processo até 14 bar e 100°C, enquanto é rapidamente comprimida em um conjunto cilindro-pistão. Ocorre transferência de calor para a vizinhança, que se encontra a 20°C, através de uma parede *fina*. O trabalho líquido é medido como igual a −72,5 kJ. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. Determine se é possível o trabalho medido estar correto

6.51 Uma libra-massa (0,45 kg) de dióxido de carbono (CO_2) em um conjunto cilindro-pistão, inicialmente a 70°F (21,1°C) e 180 lbf/in² (1,2 MPa), é expandida isotermicamente até uma pressão final de 15 lbf/in² (103,4 kPa), enquanto recebe energia sob a forma de calor através de uma parede que separa o dióxido de carbono de um reservatório térmico a 120°F (48,9°C).

(a) Considerando o dióxido de carbono como o sistema, avalie o trabalho e o calor transferido, em Btu, e a quantidade de entropia gerada, em Btu/°R. Considere o dióxido de carbono um gás ideal.
(b) Avalie a produção de entropia para um sistema estendido que inclua o dióxido de carbono e a parede, considerando que o estado da parede permanece inalterado. Compare com a geração de entropia do item (a) e comente a diferença

6.52 Dois quilogramas de Refrigerante 134a inicialmente a 1,4 bar e 60°C são comprimidos até o estado de vapor saturado a 60°C. Durante esse processo a temperatura do refrigerante apresenta um desvio inferior a 0,01°C em relação a 60°C. Determine a quantidade mínima teórica de calor transferida do refrigerante durante o processo, em kJ.

6.53 Um inventor afirma que a unidade geradora de eletricidade mostrada na Fig. P6.53 recebe calor a uma taxa de 250 Btu/s (263,8 kW) na temperatura de 500°R (4,6°C), uma segunda transferência de calor ocorre a uma taxa de 350 Btu/s (369,3 kW) a 700°R (115,7°C), e uma terceira a uma taxa de 500 Btu/s (527,5 kW) a 1000°R (282,4°C). Avalie essa afirmativa para uma operação em regime permanente.

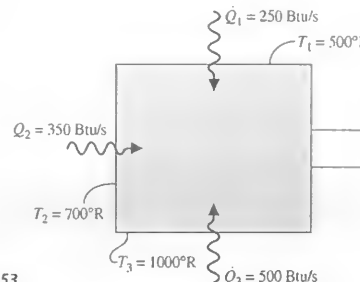



Fig. P6.53

6.54 Para o chip de computador do Exemplo 2.5, determine a taxa de geração de entropia, em kW/K. Qual é a causa da geração de entropia para esse caso?

6.55 O modelador de cachos de 20 W mostrado na Fig. P6.55 possui a temperatura da superfície externa de 180°F (82,2°C). Para o modelador de cachos, determine a taxa de transferência de calor, em Btu/h, e a taxa de geração de entropia, em Btu/h · °R.

6.56 Uma resistência de 30 ohms isolada termicamente recebe uma corrente de 6 ampères. A massa da resistência é 0,1 lb (0,04 kg), seu calor específico de 0,2 Btu/lb · °R (0,84 kJ/kg · K) e sua temperatura inicial é 70°F (21,1°C). Para a resistência, construa gráficos da temperatura, em °F, e da quantidade de entropia gerada, em Btu/°R, como função do tempo para um intervalo de 0 a 3 s.

6.57 Um aquecedor elétrico de água com 200 litros de capacidade utiliza uma resistência elétrica para aquecer água de 23 a 55°C. A superfície externa do resistor permanece a uma temperatura média de 80°C. A transferência de calor a partir do exterior do aquecedor de água é desprezível, e os estados do resistor e do tanque contendo água não se alteram significativamente. Admitindo a água como incompressível, determine a quantidade de entropia gerada, em kJ/K, para

(a) a água como o sistema.
(b) o aquecedor de água como um todo, incluindo o resistor.

Compare os resultados dos itens (a) e (b) e discuta os resultados.

6.58 Um motor elétrico em regime permanente requer uma corrente de 10 A para uma tensão de alimentação de 110 V. O eixo gira com um torque de 10,2 N · m e uma velocidade de rotação de 1000 rpm

(a) Considerando que a superfície externa está a 42°C, determine a taxa de geração de entropia no interior do motor, em kW/K.
(b) Determine a taxa de geração de entropia, em kW/K, para o sistema estendido que inclui o motor e uma parcela suficiente da vizinhança próxima, para que a transferência de calor ocorra à temperatura ambiente dada por 22°C

6.59 Um motor elétrico operando em regime permanente requer uma corrente de 10 A para uma tensão de alimentação de 220 V. O eixo gira a 1000 rpm com um torque de 16 N · m aplicado a uma carga externa. A taxa de transferência de calor *a partir* do motor *para* sua vizinhança está relacionada à temperatura da superfície T_b e à temperatura ambiente T_0 pela relação $hA(T_b - T_0)$, onde h = 100 W/m² · K, A = 0,195 m² e T_0 = 293 K. Transferências de energia são consideradas positivas nos sentidos indicados pelas setas na Fig. P6.69.

(a) Determine a temperatura T_b, em K.
(b) Para o motor como o sistema, determine a taxa de geração de entropia, em kW/K
(c) Se a fronteira do sistema está localizada de forma a abranger uma parcela suficiente da vizinhança próxima, para que a transferência de calor ocorra à temperatura T_0, determine a taxa de geração de entropia, em kW/K, para o sistema estendido.

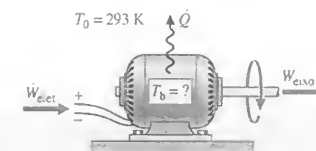



Fig. P6.59

6.60 Em regime permanente, é realizado trabalho a uma taxa de 25 kW por um agitador em uma *mistura* contida em um tanque fechado e rígido. Ocorre transferência de calor do tanque a uma temperatura de 250°C para a vizinhança que, longe das imediações do tanque, se encontra a 27°C. Determine a taxa de geração de entropia, em kW/K,

(a) para o tanque e seu conteúdo como sistema.
(b) para o sistema estendido, incluindo o tanque e uma parcela suficiente da vizinhança, de forma que a transferência de calor ocorra a 27°C.

6.61 Um sistema isolado consiste em um reservatório fechado de alumínio com massa de 0,1 kg contendo 1 kg de óleo de máquina usado, ambos inicialmente a 55°C e imersos em um banho de 10 kg de água líquida inicialmente a 20°C. Permite-se que o sistema atinja o equilíbrio. Determine

(a) a temperatura final, em °C.
(b) a variação de entropia, em kJ/K, para o reservatório de alumínio, o óleo e a água.
(c) a quantidade de entropia gerada, em kJ/K.

6.62 Em um processo de tratamento térmico, uma peça de 1 kg de metal, inicialmente a 1075 K, é temperada em um tanque contendo 100 kg de água, inicialmente a 295 K. O calor trocado entre os conteúdos do tanque e sua vizinhança é desprezível. Considerando que o calor específico da peça de metal e o da água são constantes e valem 0,5 kJ/kg · K e 4,2 kJ/kg · K, respectivamente, determine (a) a temperatura final de equilíbrio após a têmpera, em K, e (b) a quantidade de entropia gerada no interior do tanque, em kJ/K.

6.63 Um sistema inicialmente contém 2 lb (0,91 kg) de água líquida a 80°F (26,7°C) e 0,4 lb (0,18 kg) de gelo a 32°F (0,0°C). O sistema atinge o estado de equilíbrio, enquanto a pressão permanece constante em 1 atm. Se a transferência de calor com a vizinhança é desprezível, determine

(a) a temperatura final, em °F.
(b) a quantidade de entropia gerada no processo, em Btu/°R

Para a água, a variação da entalpia específica para uma mudança de fase de sólido para líquido a 1 atm é de 144 Btu/lb (334,9 kJ/kg).

6.64 Um sistema consiste inicialmente em um rebite a 1800°F (982,2°C), cuja massa é 0,5 lb (0,23 kg), e uma mistura bifásica sólido-líquido a 32°F (0,0°C) e 1 atm, na qual a massa de gelo é de 2,5 lb (1,1 kg) e a massa de líquido é de 5 lb (2.3 kg). O calor específico do rebite é 0,12 Btu/lb · °R (0,50 kJ/kg · K). O sistema atinge o estado de equilíbrio, enquanto a

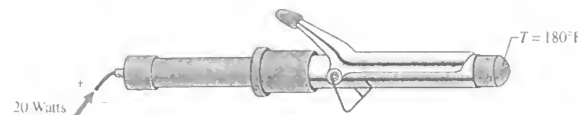



Fig. P6.55

pressão permanece constante. Se o calor transferido para a vizinhança é desprezível, determine

(a) a temperatura final, em °F.
(b) a quantidade de entropia gerada, em Btu/°R

Para a água, a variação da entalpia específica para a mudança de fase de sólido para líquido a 1 atm é de 144 Btu/lb (334,9 kJ/kg).

6.65 Dois tanques isolados são conectados por uma válvula. Um dos tanques contém inicialmente 1,0 lb (0,45 kg) de ar a 200°F (93,3°C), 1 atm, e o outro contém 2,0 lb (0,91 kg) de ar a 100°F (37,8°C), 2 atm. A válvula é aberta, permitindo que as duas quantidades de ar se misturem até que o equilíbrio seja atingido. Utilizando o modelo de gás ideal com c_v = 0,17 Btu/lb · °R (0,71 kJ/kg · K), determine

(a) a temperatura final, em °F.
(b) a pressão final, em atm.
(c) a quantidade de entropia gerada, em Btu/°R.

6.66 Um cilindro isolado está inicialmente dividido ao meio por um pistão condutor térmico e com atrito desprezível. Em um dos lados do pistão tem-se 1 m³ de um gás a 300 K e 2 bar. No outro lado tem-se 1 m³ do mesmo gás a 300 K e 1 bar. O pistão é liberado para se mover e o equilíbrio é atingido, sendo que o pistão não experimenta variação de estado. Utilizando o modelo de gás ideal para o gás, determine

(a) a temperatura final, em K.
(b) a pressão final, em bar
(c) a quantidade de entropia gerada, em kJ/kg.

6.67 Um reservatório isolado é dividido em dois compartimentos do mesmo tamanho conectados por uma válvula. Inicialmente, um dos compartimentos contém vapor d'água a 50 lbf/in² (344,7 kPa) e 700°F (371,1°C), e o outro se encontra em vácuo. A válvula é aberta e o vapor preenche a totalidade do volume. Determine

(a) a temperatura final, em °F.
(b) a quantidade de entropia gerada, em Btu/lb · °R

6.68 Um tanque rígido e isolado está dividido em dois compartimentos por um pistão condutor térmico e com atrito desprezível. Em um dos compartimentos há inicialmente 1 m³ de vapor d'água saturado a 4 MPa e, no outro lado, 1 m³ de vapor d'água a 20 MPa e 800°C. O pistão é liberado para se mover e o equilíbrio é atingido, sendo que o pistão não experimenta variação de estado. Utilizando a água como sistema, determine

(a) a pressão final, em MPa
(b) a temperatura final, em °C.
(c) a quantidade de entropia gerada, em kJ/K.

6.69 Um sistema que consiste em ar inicialmente de 300 K e 1 bar experimenta os dois tipos de interação descritos a seguir. Em cada caso, o sistema é levado do estado inicial até um estado em que a temperatura é de 500 K, enquanto o volume permanece constante.

(a) O aumento de temperatura é realizado adiabaticamente através da agitação do ar por meio de um agitador. Determine a quantidade de entropia gerada, em kJ/kg · K
(b) O aumento de temperatura é realizado através de transferência de calor de um reservatório à temperatura *T*. A temperatura na fronteira do sistema em que a transferência de calor acontece é também *T*. Represente graficamente a quantidade de entropia gerada, em kJ/kg · K, em função de *T* para $T \geq 500$ K. Compare com os resultados de (a) e discuta ambos.

6.70 Uma barra cilíndrica de cobre de área de base A e comprimento *L* é isolada ao longo de sua superfície lateral. Uma das extremidades da barra está em contato com uma parede à temperatura T_H. A outra extremidade está em contato com uma parede a uma temperatura baixa T_C. Em regime permanente, a taxa pela qual a energia é conduzida para o interior da barra a partir da parede quente é

$$\dot{Q}_H = \frac{\kappa A(T_H - T_C)}{L}$$

onde κ é a condutividade térmica da barra de cobre

(a) Considerando a barra como o sistema, obtenha uma expressão para a taxa temporal de geração de entropia em termos de A, *L*, T_H, T_C e κ.
(b) Se T_H = 327°C, T_C = 77°C, κ = 0,4 kW/m · K e A = 0,1 m², represente graficamente a taxa de transferência de calor $\dot{Q}_H$ em kW e a taxa temporal de geração de entropia, em kW/K, ambos em função de *L*, que varia entre 0,01 e 1,0 m. Discuta os resultados.

6.71 A Figura P6.71 mostra um sistema que consiste em ar em um reservatório rígido equipado com um agitador e em contato com um reservatório térmico. Por meio de aquecimento e/ou agitação, o ar pode alcançar um determinado aumento na temperatura, de T_1 a T_2, através de formas alternativas. Discuta como o aumento na temperatura do ar poderia ser alcançado com (a) geração de entropia mínima e (b) geração de entropia máxima. Admita que a temperatura na região da fronteira onde ocorre a transferência de calor para o ar, T_b, é a mesma temperatura do reservatório térmico. Considere $T_1 < T_b < T_2$. O modelo de gás ideal é aplicado para o ar.

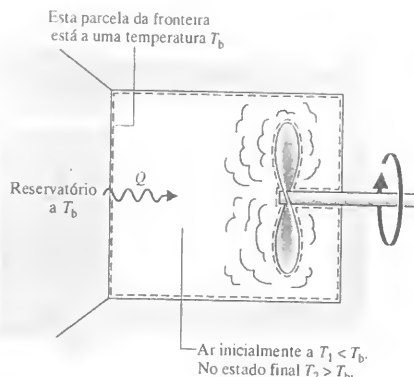



Fig. P6.71

6.72 Um sistema isolado de massa total *m* é formado pela mistura de duas quantidades de massa iguais do mesmo líquido, inicialmente nas temperaturas T_1 e T_2. Eventualmente, o sistema atinge um estado de equilíbrio. Cada quantidade de massa é considerada incompressível com calor específico *c*

(a) Mostre que a quantidade de entropia gerada é

$$\sigma = mc \ln \left[\frac{T_1 + T_2}{2(T_1 T_2)^{1/2}} \right]$$

(b) Demonstre que σ deve ser positivo

6.73 Uma barra metálica de comprimento *L*, isolada em sua superfície lateral, se encontra em contato em uma de suas extremidades com uma parede à temperatura T_H e, na outra extremidade, com uma parede à temperatura T_C. A temperatura inicial ao longo da barra varia linearmente com a posição *z*, de acordo com

$$T(z) = T_H - \left(\frac{T_H - T_C}{L} \right) z$$

A barra tem, então, suas extremidades isoladas e eventualmente atinge um estado final de equilíbrio em que a temperatura é T_f. Avalie T_f em termos de T_H e T_C e mostre que a quantidade de entropia gerada é

$$\sigma = mc\left(1 + \ln T_f + \frac{T_C}{T_H - T_C} \ln T_C - \frac{T_H}{T_H - T_C} \ln T_H\right)$$

onde *c* é o calor específico da barra

6.74 Um sistema submetido a um ciclo termodinâmico recebe Q_H à temperatura T'_H e rejeita Q_C à temperatura T'_C. Não ocorrem transferências de calor adicionais.

(a) Mostre que o trabalho líquido produzido por ciclo é dado por

$$W_{ciclo} = Q_H\left(1 - \frac{T'_C}{T'_H}\right) - T'_C\sigma$$

onde σ corresponde à quantidade de entropia gerada por ciclo devido a irreversibilidades no interior do sistema.

(b) Se as quantidades de calor Q_H e Q_C são trocadas com os reservatórios quente e frio, respectivamente, qual a relação de T'_H com a temperatura do reservatório quente T_H e a relação de T'_C com a temperatura do reservatório frio T_C?
(c) Obtenha uma expressão para W_{ciclo} se (i) nenhuma irreversibilidade interna estiver presente, (ii) nenhuma irreversibilidade interna ou externa estiver presente.

6.75 Um sistema é submetido a um ciclo termodinâmico de potência enquanto recebe energia sob a forma de calor de um corpo incompressível de massa *m* e calor específico *c* inicialmente à temperatura T_H. O ciclo rejeita energia sob a forma de calor para outro corpo incompressível de massa *m* e calor específico *c*, inicialmente à temperatura baixa T_C. Essas são as únicas transferências de calor que ocorrem. Trabalho é produzido pelo ciclo até que a temperatura dos dois corpos seja a mesma. Desenvolva uma expressão para a quantidade de trabalho teórica máxima que pode ser produzida, $W_{máx}$, em termos de *m*, *c*, T_H e T_C, como necessário.

6.76 Em regime permanente, uma câmara de mistura isolada recebe duas correntes de líquido da mesma substância nas temperaturas T_1 e T_2 e vazões mássicas $\dot{m}_1$ e $\dot{m}_2$, respectivamente. Uma única corrente sai com uma temperatura T_3 e a uma vazão $\dot{m}_3$. Utilizando o modelo de substância incompressível com calor específico constante *c*, obtenha uma expressão para

(a) T_3 em termos de T_1, T_2 e da razão de vazões mássicas $\dot{m}_1/\dot{m}_3$.
(b) A taxa de geração de entropia por unidade de massa descarregada da câmara em termos de *c*, T_1/T_2 e $\dot{m}_1/\dot{m}_3$.
(c) Para valores fixos de *c* e T_1/T_2, determine o valor de $\dot{m}_1/\dot{m}_3$ para o qual a taxa de geração de entropia é máxima

6.77 A temperatura de uma substância incompressível de massa *m* e calor específico *c* é reduzida a partir de T_0 para T (< T_0) por um ciclo de refrigeração. O ciclo recebe energia sob a forma de calor à temperatura *T* da substância e rejeita energia sob a forma de calor a T_0 para a vizinhança. Não ocorrem outras formas de transferência de calor. Represente graficamente $(W_{mín}/mcT_0)$ em função de T/T_0 variando de 0,8 a 1,0, onde $W_{mín}$ representa o trabalho teórico mínimo *requerido* pelo ciclo.

6.78 A temperatura de uma lata de refrigerante de 12 oz (0,354 l) é reduzida de 20 para 5°C através de um ciclo de refrigeração. O ciclo recebe energia sob a forma de calor do refrigerante e rejeita energia sob a forma de calor a 20°C para a vizinhança. Não ocorrem outras formas de trocas de calor. Determine o trabalho teórico mínimo que deve ser fornecido por ciclo, em kJ, assumindo que o refrigerante é um líquido incompressível com propriedades da água líquida. Ignore os efeitos da lata de alumínio

6.79 Como mostrado na Fig. P6.79, uma turbina está localizada entre dois tanques. Inicialmente o tanque menor contém vapor d'água a 3,0 MPa, 280°C, e o tanque maior se encontra evacuado. Permite-se que o vapor escoe do tanque menor através da turbina e para o interior do tanque maior até que o equilíbrio seja atingido. Se o calor trocado com a vizinhança pode ser desprezado, determine o trabalho teórico máximo que pode ser produzido, em kJ.

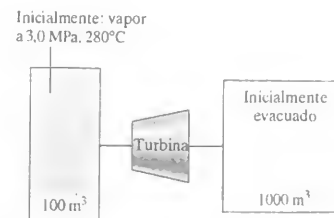



Fig. P6.79

Aplicando o Balanço de Entropia: Volumes de Controle

6.80 Um gás escoa através de um volume de controle com uma entrada e uma saída operando em regime permanente. Ocorre transferência de calor a uma taxa $\dot{Q}_{vc}$ somente em posições da fronteira em que a temperatura é T_b. Para cada um dos casos a seguir, determine se a entropia específica do gás na saída é superior, igual ou inferior à entropia específica do gás na entrada.

(a) sem irreversibilidades internas, $\dot{Q}_{vc}$ = 0.
(b) sem irreversibilidades internas, $\dot{Q}_{vc}$ < 0.
(c) sem irreversibilidades internas, $\dot{Q}_{vc}$ > 0
(d) irreversibilidades internas, $\dot{Q}_{vc} \geq 0$.

6.81 Vapor d'água a 10 bar, 600°C e 50 m/s entra em uma turbina isolada operando em regime permanente e sai a 0,35 bar e 100 m/s. Afirma-se que o trabalho produzido por kg de vapor escoando é (a) 1000 kJ/kg, (b) 500 kJ/kg. Alguma das afirmativas está correta? Explique

6.82 Ar entra em uma turbina isolada operando em regime permanente a 6,5 bar, 687°C, e sai a 1 bar, 327°C. Desprezando as variações das energias cinética e potencial e assumindo o modelo de gás ideal, determine

(a) o trabalho produzido, em kJ por kg de ar escoando através da turbina.
(b) se a expansão é internamente reversível, irreversível ou impossível

6.83 Propano a 0,1 MPa e 20°C entra em um compressor isolado operando em regime permanente e sai a 0,4 MPa e 90°C. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) o trabalho requerido pelo compressor, em kJ por kg de propano escoando
(b) a taxa de geração de entropia no interior do compressor, em kJ/K por kg de propano escoando.

6.84 Conforme o *dessuperaquecedor* ilustrado na Fig. P6.84, água líquida e injetada em um fluxo de vapor superaquecido. Como resultado, tem-se um fluxo de vapor saturado na saída. Os dados para a operação em regime permanente estão apresentados na tabela a seguir. Considere que as perdas de calor e todos os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. (a) Localize os estados 1, 2 e 3 em um esboço do diagrama *T–s*. (b) Determine a taxa de geração de entropia no interior do dessuperaquecedor, em kW/K.

Estado	*p* (MPa)	*T* (°C)	$v \times 10^3$(m³/kg)	*u* (kJ/kg)	*h* (kJ/kg)	*s* (kJ/kg · K)
1	2,7	40	1,0066	167,2	169,9	0,5714
2	2,7	300	91,01	2757,0	3002,8	6,6001
3	2,5	vap sat	79,98	2603,1	2803,1	6,2575

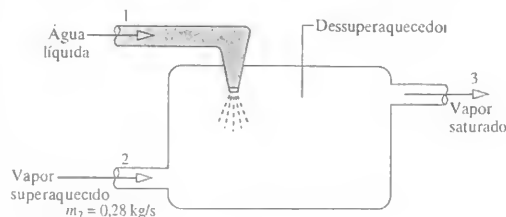



Fig. P6.84

6.85 Um inventor afirma que em regime permanente o dispositivo ilustrado na Fig. P6.85 desenvolve potência a partir das correntes de água que entram e saem a uma taxa de 1174,9 kW. A tabela a seguir fornece dados para a entrada 1 e as saídas 3 e 4. A pressão na entrada 2 é 1 bar. Considere que as perdas de calor e todos os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Avalie a afirmação do inventor

Estado	*ṁ*(kg/s)	*p* (bar)	*T* (°C)	*v* (m³/kg)	*u* (kJ/kg)	*h* (kJ/kg)	*s* (kJ/kg · K)
1	4	1	450	3,334	3049,0	3382,4	8,6926
3	5	2	200	1,080	2654,4	2870,5	7,5066
4	3	4	400	0.773	2964.4	3273.4	7,8985

Potência produzida = 1174,9 kW

1 3

2 4

p_2 = 1 bar

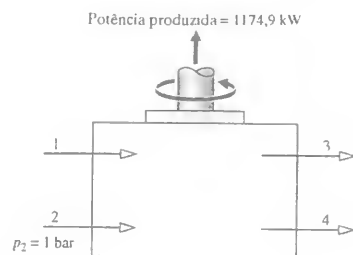



Fig. P6.85

6.86 A Fig. P6.86 fornece dados operacionais para um dispositivo bem isolado em regime permanente com vapor sendo admitido por uma abertura e descarregado por outra. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine (a) o sentido do escoamento e (b) o trabalho de saída ou de entrada, conforme apropriado, em kJ por kg de vapor em escoamento.

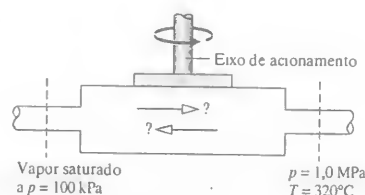



Fig. P6.86

6.87 Vapor d'água entra em um bocal bem isolado operando em regime permanente a 1000°F (537,8°C), 500 lbf/in² (3,4 MPa) e uma velocidade de 10 ft/s (3,0 m/s). Na saída do bocal a pressão é de 14,7 lbf/in² (101,3 kPa) e a velocidade é de 4055 ft/s (1236,0 m/s). Determine a taxa de geração de entropia, em Btu/°R por lb de vapor em escoamento.

6.88 Ar a 400 kPa e 970 K é admitido em uma turbina operando em regime permanente e descarregado a 100 kPa e 670 K. A transferência de calor da turbina ocorre a uma taxa de 30 kJ por kg de ar em escoamento a uma temperatura média da superfície externa de 315 K. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Para o ar como gás ideal com c_p = 1,1 kJ/kg · K, determine (a) o trabalho produzido, em kJ por kg de ar escoando e (b) a taxa de geração de entropia no interior da turbina, em kJ/K por kg de ar escoando.

6.89 Vapor d'água a 240°C e 700 kPa entra em um aquecedor de água de alimentação de contato direto operando em regime permanente com uma vazão mássica de 0,5 kg/s. Um outro escoamento de água entra a 45°C, 700 kPa e com uma vazão mássica de 4 kg/s. Um escoamento único misturado sai a 700 kPa e a uma temperatura T. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine (a) T, em °C, e (b) a taxa de geração de entropia no interior do aquecedor de água de alimentação, em kW/K. (c) Represente em um esboço do diagrama T–s os três estados principais.

6.90 Conforme o *dessuperaquecedor* ilustrado na Fig. P6.90, água líquida é injetada em um fluxo de vapor superaquecido. Como resultado, tem-se um fluxo de vapor saturado na saída. Os dados para a operação em regime permanente estão apresentados na figura. Ignorando as perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial, determine (a) a vazão mássica do fluxo de vapor superaquecido, em kg/min, e (b) a taxa de geração de entropia no interior do dessuperaquecedor, em kW/K.

6.91 Ar a 600 kPa e 330 K entra em um tubo horizontal bem isolado de 1,2 cm de diâmetro e sai a 120 kPa e 300 K. Aplicando o modelo de gás ideal para o ar, determine em regime permanente (a) as velocidades na entrada e na saída, ambas em m/s, e (b) a vazão mássica, em kg/s, (c) a taxa de geração de entropia, em kW/K.

6.92 Ar em regime permanente, a 200 kPa, 52°C e uma vazão mássica de 0,5 kg/s entra em um duto isolado com diferentes áreas de seção transversal de entrada e saída. Na saída do duto, a pressão do ar é de 100 kPa, a velocidade é de 255 m/s e a área da seção transversal é de 2 × 10⁻³ m². Admitindo o modelo de gás ideal, determine

(a) a temperatura do ar na saída, em °C.
(b) a velocidade do ar na entrada, em m/s.
(c) a área da seção transversal da entrada, em m².
(d) a taxa de geração de entropia no interior do duto, em kW/K.

6.93 Para o computador do Exemplo 4.8, determine a taxa de geração de entropia, em W/K, quando o ar sai a 32°C. Ignore a variação de pressão entre a entrada e a saída.

6.94 Para o computador do Problema 4.86, determine a taxa de geração de entropia, em kW/K, ignorando a variação de pressão entre a entrada e a saída.

6.95 Para o suporte de componentes eletrônicos resfriados a água do Problema 4.87, determine a taxa de geração de entropia, em kW/K, quando a água sai a 26°C.

6.96 Componentes eletrônicos são montados na superfície interna de um duto cilíndrico horizontal cujo diâmetro interno é 0,2 m, conforme ilustrado na Fig. P6.96. De modo a prevenir um superaquecimento dos componentes, o cilindro é resfriado por um fluxo de ar escoando em seu interior e por convecção na sua superfície exterior. O ar entra no duto a 25°C, 1 bar e a uma velocidade de 0,3 m/s, e sai a 40°C com variações desprezíveis de energia cinética e pressão. Em virtude da troca de calor com a vizinhança, que está a 25°C, ocorre resfriamento convectivo na superfície externa do cilindro, de acordo com hA = 3,4 W/K, onde h é o coeficiente de película e A é a área superficial. Os componentes eletrônicos necessitam de 0,20 kW de potência elétrica. Para um volume de controle englobando o cilindro, determine em regime permanente (a) a vazão mássica do ar, em kg/s, (b) a temperatura da superfície externa do duto, em °C, e (c) a taxa de geração de entropia, em W/K. Admita o modelo de gás ideal para o ar.

Fig. P6.90

Resfriamento da superfície externa por convecção, hA = 3,4 W/K, vizinhança a 25°C

Ar

T_1 = 25°C
p_1 = 1 bar
V_1 = 0,3 m/s
D_1 = 0,2 m

T_2 = 40°C
p_2 = 1 bar

Componentes eletrônicos montados na superfície interna

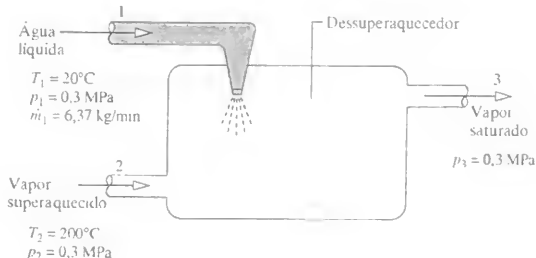
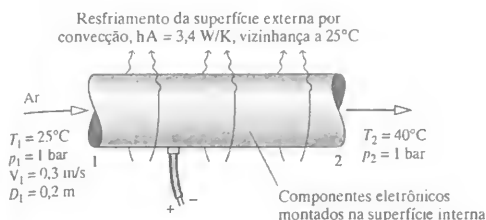



Fig. P6.96

6.97 Ar entra em uma turbina operando em regime permanente a 500 kPa, 800 K e sai a 100 kPa. A temperatura do sensor indica que a temperatura do ar na saída é 460 K. As perdas de calor, assim como as variações das energias cinética e potencial, podem ser desprezadas. O ar pode ser considerado como um gás ideal. Determine se a temperatura lida na saída está correta. Em caso afirmativo, determine o trabalho produzido pela turbina para uma expansão entre esses estados, em kJ por kg de ar em escoamento. Em caso negativo, forneça uma explicação com os respectivos cálculos que justifiquem sua resposta.

6.98 A Fig. P6.98 fornece dados de um teste em regime permanente para um volume de controle no qual entram dois fluxos de ar misturados de maneira a formar um único fluxo de saída. As perdas de calor, assim como as variações das energias cinética e potencial, podem ser desprezadas. Uma cópia desbotada da folha de dados indica que a pressão do fluxo de saída pode ser 1,0 MPa ou 1,8 MPa. Admitindo o modelo de gás ideal para o ar com c_p = 1,02 kJ/kg · K, determine se algum ou ambos os valores de pressão podem estar corretos.

T_1 = 800 K
p_1 = 1,8 MPa
$\dot{m}_1$ = 1 kg/s

$\dot{Q}_{vc} = 0$, $\dot{W}_{vc} = 0$

T_2 = 650 K
p_2 = 1,0 MPa
$\dot{m}_2$ = 2 kg/s

3
p_3 = ?

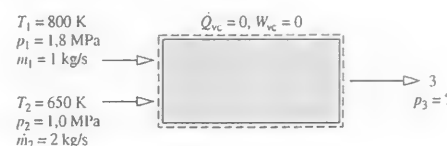



Fig. P6.98

6.99 Hidrogênio gasoso (H_2) a 35°C e pressão p é admitido em um volume de controle isolado operando em regime permanente para o qual $\dot{W}_{vc}$ = 0. Metade do hidrogênio é descarregado do dispositivo a 2 bar e a 90°C, e a outra metade é descarregada a 2 bar e −20°C. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Utilizando o modelo de gás ideal com o calor específico constante c_p = 14,3 kJ/kg · K, determine o menor valor possível para a pressão de admissão p, em bar.

6.100 De acordo com dados de testes, um novo tipo de motor recebe escoamentos de água a 200°C, 3 bar e 100°C, 3 bar. A vazão mássica de água na temperatura superior corresponde a duas vezes a vazão da outra. Uma única corrente é descarregada a 3 bar com uma vazão mássica de 5400 kg/h. Não ocorre transferência de calor significativa entre o motor e sua vizinhança, e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados. Para operação em regime permanente, determine a taxa *máxima* teórica na qual a potência pode ser produzida, em kW.

6.101 Um pedido de patente descreve um equipamento para resfriamento de água. Em regime permanente, o equipamento recebe energia sob a forma de calor em uma posição de sua superfície onde a temperatura é 540°F (282,2°C) e rejeita energia sob a forma de calor em uma posição da superfície onde a temperatura é 100°F (37,8°C). Um escoamento de água quente entra a 100°F, 1 atm, e um escoamento de água fria sai a uma temperatura T e 1 atm. O equipamento não requer trabalho para seu funcionamento, não ocorrem efeitos significativos de energia cinética e potencial e a água pode ser considerada incompressível. Desenhe o gráfico da quantidade mínima teórica de calor fornecido, em Btu por lb de água fria que sai do equipamento, em função de T, no intervalo de 60 a 100°F (15,6 a 37,8°C).

6.102 Vapor a 550 lbf/in² (3,8 MPa) e 700°F (371,1°C) é admitido em uma turbina isolada, operando em regime permanente, a uma vazão de 1 lb/s (0,45 kg/s). Uma mistura bifásica líquido-vapor é descarregada da turbina a 14,7 lbf/in² (101,3 kPa) com título x. Construa o gráfico da potência produzida, em Btu/s, e da taxa de geração de entropia, em Btu/°R · s, em função de x.

6.103 Refrigerante 134a a 20 lbf/in² (137,9 kPa) e 0°F (−17,8°C) é admitido em um compressor operando em regime permanente com uma vazão mássica de 250 lb/h (0,03 kg/s) e sai a 140 lbf/in² (965,3 kPa) e 220°F (104,4°C). A transferência de calor ocorre a partir do compressor para a vizinhança, que se encontra a 70°F (21,1°C). As variações das energias cinética e potencial podem ser desprezadas. Afirma-se que a potência de acionamento é igual a 2 HP (1,5 kW). Determine se essa afirmação está correta.

6.104 Vapor entra em um tubo horizontal de 15 cm de diâmetro como vapor saturado a 5 bar, com uma velocidade de 10 m/s, e sai a 4,5 bar, com um título de 95%. Ocorre transferência de calor do tubo para a vizinhança a 300 K a uma temperatura média da superfície externa de 400 K. Para operação em regime permanente, determine

(a) a velocidade na saída, em m/s.
(b) a taxa de transferência de calor a partir do tubo, em kW.
(c) a taxa de geração de entropia, em kW/K, para um volume de controle que inclui apenas o tubo e seu conteúdo.
(d) a taxa de geração de entropia, em kW/K, para um volume de controle estendido que inclui o tubo e uma parcela suficiente da vizinhança próxima, de forma que a transferência de calor do volume de controle ocorra a 300 K.

Por que as respostas dos itens (c) e (d) são diferentes?

6.105 Ar a 500 kPa, 500 K e uma vazão mássica de 600 kg/h entra em uma tubulação que passa no alto de um espaço em uma fábrica. Na saída da tubulação a pressão e a temperatura do ar são 475 kPa e 450 K, respectivamente. Considere o ar como gás ideal com k = 1,39. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine em regime permanente, (a) a taxa de transferência de calor, em kW, para um volume de controle incluindo a tubulação e seu conteúdo, e (b) a taxa de geração de entropia, em kW/K, para um volume de controle ampliado, incluindo a tubulação e uma parcela suficiente da vizinhança, de forma que a transferência de calor ocorra a temperatura ambiente, dada por 300 K.

6.106 Vapor d'água entra em uma turbina operando em regime permanente a 6 MPa, 600°C e uma vazão mássica de 125 kg/min, e sai como vapor saturado a 20 kPa, produzindo potência a uma taxa de 2 MW. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine (a) a taxa de transferência de calor, em kW, para um volume de controle incluindo a turbina e seu conteúdo, e (b) a taxa de geração de entropia, em kW/K, para um volume de controle ampliado, incluindo a turbina e uma parcela suficiente da vizinhança, de forma que a transferência de calor ocorra a temperatura ambiente, dada por 27°C.

6.107 Ar é admitido em um compressor operando em regime permanente a 1 bar, 22°C e uma vazão volumétrica de 1 m³/min, sendo comprimido até 4 bar e 177°C. A potência necessária é 3,5 kW. Utilizando o modelo de gás ideal e ignorando os efeitos das energia cinética e potencial, obtenha os seguintes resultados.

(a) Para um volume de controle envolvendo somente o compressor, determine a taxa de transferência, em kW, e a variação da entropia específica entre a entrada e a saída, em kJ/kg · K. Que informação adicional seria necessária para a avaliação da geração de entropia?
(b) Calcule a taxa de geração de entropia, em kW/K, para um volume de controle estendido envolvendo o compressor e uma parcela de sua vizinhança próxima, de forma que a transferência de calor ocorra a uma temperatura ambiente de 22°C.

6.108 Dióxido de carbono (CO_2) entra em um bocal operando em regime permanente a 28 bar, 267°C e 50 m/s. Na saída do bocal, as condições são 1,2 bar, 67°C e 580 m/s, respectivamente.

(a) Para um volume de controle envolvendo somente o bocal, determine a quantidade de calor trocado, em kJ, e a variação da entropia específica, em kJ/K, ambos por kg de dióxido de carbono escoando através do bocal. Que informação adicional seria necessária para a avaliação da taxa de geração de entropia?

(b) Avalie a taxa de geração de entropia, em kJ/K por kg de dióxido de carbono escoando, para um volume de controle estendido que envolva o bocal e uma parcela de sua vizinhança próxima de forma que a transferência de calor ocorra a uma temperatura ambiente de 25°C

6.109 Um trocador de calor em contracorrente opera em regime permanente com efeitos de energia cinética e potencial desprezíveis. Por um dos bocais, água líquida entra a 15°C e sai a 23°C, com uma perda de carga desprezível. Por outro bocal, Refrigerante 134a entra a 12 bar, 90°C e uma vazão mássica de 150 kg/h, saindo a 12 bar e 28°C. A transferência de calor a partir da superfície externa do trocador de calor pode ser ignorada. Determine

(a) a vazão mássica do fluxo de água líquida, em kg/h
(b) a taxa de geração de entropia no interior do trocador de calor, em kW/K

6.110 Vapor saturado a 100 kPa entra em um trocador de calor em contracorrente operando em regime permanente e sai a 20°C com uma perda de carga desprezível. Ar ambiente a 275 K e 1 atm entra em um bocal separado e sai a 290 K e 1 atm. A vazão mássica do ar é 170 vezes a da água. O ar pode ser modelado como um gás ideal com c_p = 1,005 kJ/kg K. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis

(a) Para um volume de controle envolvendo o trocador de calor, determine a taxa de transferência de calor, em kJ por kg de água escoando.
(b) Para um volume de controle ampliado que inclui o trocador de calor e uma porção de sua vizinhança próxima, de forma que a transferência de calor ocorra a uma temperatura ambiente de 275 K, determine a taxa de geração de entropia em kJ/K por kg de água escoando

6.111 A Fig. P6.111 mostra uma parte dos dutos de um sistema de ventilação operando em regime permanente. Os dutos são bem isolados e a pressão é muito próxima a 1 atm em todo o conjunto. Admitindo o modelo de gás ideal para o ar com c_p = 0,24 Btu/lb · °R (1,0 kJ/kg · K) e os efeitos das energias cinética e potencial, determine (a) a temperatura do ar na saída, em °F, (b) o diâmetro na saída, em ft, e (c) a taxa de geração de entropia no interior do duto, em Btu/min · °R.

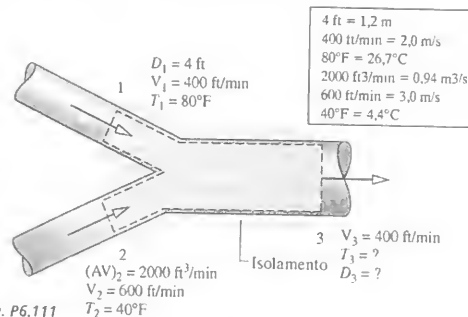



Fig. P6.111

6.112 Ar escoa através de um duto circular isolado com 2 cm de diâmetro. Os valores da pressão e da temperatura em regime permanente obtidos através de medições realizadas em duas posições, indicadas por 1 e 2, são dados na tabela a seguir. Admitindo o modelo de gás ideal para o ar com c_p = 1,005 kJ/kg · K, determine (a) o sentido do escoamento, (b) a velocidade do ar, em m/s, nas duas posições, e (c) a vazão mássica do ar, em kg/s.

Posição de medição	1	2
Pressão (kPa)	100	500
Temperatura (°C)	20	50

6.113 Determine as taxas de geração de entropia, em Btu/min · °R, para o gerador de vapor e a turbina do (a) Exemplo 4.10, (b) Problema 4.101. Para cada caso, identifique o componente que mais contribui para a ineficiência de operação do sistema como um todo

6.114 Ar considerado como um gás ideal escoa através de um compressor e um trocador de calor mostrados na Fig. P6.114. Um fluxo separado de água líquida também escoa através do trocador de calor. Os dados fornecidos são para operação em regime permanente. As perdas de calor para a vizinhança, assim como as variações das energias cinética e potencial, podem ser desprezadas. Determine

(a) a potência do compressor, em kW, e a vazão mássica da água de resfriamento, em kg/s
(b) as taxas de geração de entropia, em kW/K, para o compressor e o trocador de calor

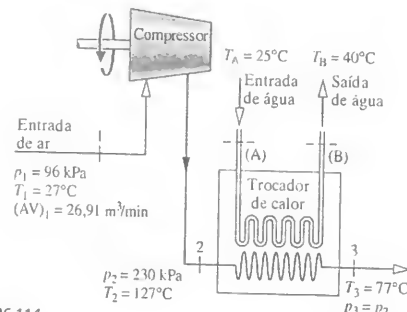



Fig. P6.114

6.115 A Fig. P6.115 mostra diversos componentes em série operando em regime permanente. Água líquida entra em uma caldeira a 60 bar. Vapor sai da caldeira a 60 bar e 540°C, sendo submetido a um processo de estrangulamento a 40 bar, antes de entrar na turbina. O vapor é, então, expandido de forma adiabática através da turbina até 5 bar e 240°C, sendo em seguida submetido a um processo de estrangulamento até 1 bar, antes de entrar no condensador. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.

(a) Localize cada um dos estados de 2-5 em um esboço do diagrama T–s.
(b) Determine o trabalho produzido pela turbina, em kJ por kg de vapor escoando
(c) Para as válvulas e a turbina, determine as taxas de geração de entropia, cada uma em kJ/K por kg de vapor escoando.
(d) Utilizando o resultado do item (c), ordene os componentes começando com aquele que mais contribui para a ineficiência operacional do sistema como um todo. Comente o resultado.

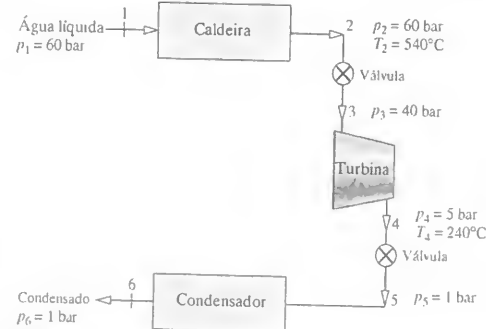



Fig. P6.115

6.116 Ar considerado como um gás ideal escoa através do conjunto turbina e trocador de calor ilustrados na Fig. P6.116. Dados em regime permanente são fornecidos na figura. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine

(a) a temperatura T_3, em K.
(b) a potência de saída da segunda turbina, em kW

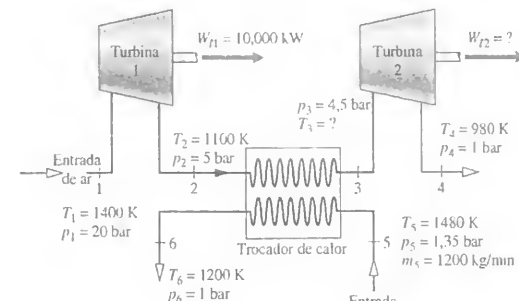



Fig. P6.116

(c) as taxas de geração de entropia, cada uma em kW/K, para as turbinas e o trocador de calor
(d) Utilizando o resultado do item (c), ordene os componentes começando com aquele que mais contribui para a ineficiência operacional do sistema como um todo.

6.117 A Fig. P6.117 fornece um esboço de uma planta de potência a vapor operando em regime permanente que utiliza água como fluido de trabalho. Dados localizados em posições estratégicas são fornecidos na figura. A vazão mássica da água que circula através dos componentes é de 109 kg/s. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine

(a) a vazão massica da água de resfriamento, em kg/s.
(b) a eficiência térmica.
(c) as taxas de geração de entropia, cada uma em kW/K, para a turbina, o condensador e a bomba
(d) Utilizando o resultado do item (c), ordene os componentes começando com aquele que mais contribui para a ineficiência operacional do sistema como um todo.

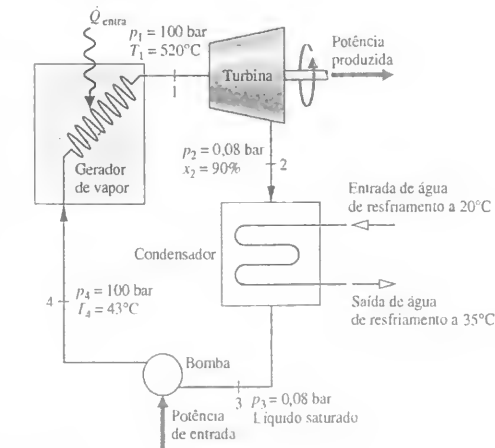



Fig. P6.117

6.118 Para o volume de controle do Exemplo 4.12, determine a quantidade de entropia gerada durante o enchimento, em kJ/K. Repita para o caso onde nenhum trabalho é produzido pela turbina

6.119 Vapor d'água está contido em um vaso de grandes dimensões a 100 lbf/in² (689,5 kPa) e 450°F (232,2°C). Conectado ao vaso por uma válvula se encontra um tanque, inicialmente evacuado, de volume igual a 1 ft³ (0,03 m³). A válvula é aberta até que o tanque é preenchido com vapor à pressão p. O enchimento é adiabático, os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados e o estado do vaso de grandes dimensões permanece constante.

(a) Se p = 100 lbf/in², determine a temperatura final do vapor no interior do tanque, em °F, e a quantidade de entropia gerada no interior do tanque, em Btu/°R.
(b) Represente graficamente as grandezas do item (a) em função da pressão p no intervalo de 10 a 100 lbf/in² (68,9 a 689,5 kPa).

6.120 Um tanque rígido isolado com volume de 10 m³ se encontra conectado por uma válvula a uma linha de alimentação de grande diâmetro que transporta ar a 227°C e 10 bar. O tanque está inicialmente evacuado. O ar escoa para o interior do tanque até que a pressão seja p. Utilizando o modelo de gás ideal com razão de calores específicos k constante, represente graficamente a temperatura do tanque, em K, a quantidade de massa no tanque, em kg, e a quantidade de entropia gerada, em kJ/K, em função da pressão p em bar

6.121 Um tanque com volume de 180 ft³ (5,1 m³), inicialmente preenchido com ar a 1 atm e 70°F (21,1°C), é evacuado por um equipamento conhecido como *bomba de vácuo*, enquanto o conteúdo do tanque é mantido a 70°F por transferência de calor através de suas paredes. A bomba de vacuo descarrega ar para a vizinhança, que se encontra a 1 atm e 70°F. Determine o trabalho teórico *mínimo* requerido, em Btu.

Utilizando Processos/Eficiências Isoentrópicas

6.122 Ar em um conjunto cilindro-pistão é comprimido isoentropicamente de um estado 1, onde T_1 = 35°C, até um estado 2, onde o volume específico é um décimo do volume específico no estado 1. Usando o modelo de gás ideal com k = 1,4, determine (a) T_2, em °C e (b) o trabalho, em kJ/kg.

6.123 Ar em um conjunto cilindro-pistão é comprimido isoentropicamente de T_1 = 60°F (15,6°C) e p_1 = 20 lbf/in² (137,9 kPa) até p_2 = 2000 lbf/in² (13.8 MPa). Admitindo o modelo de gás ideal, determine a temperatura no estado 2, em °R, utilizando (a) dados da Tabela A-22E, e (b) uma razão de calores específicos constante, dada por k = 1,4. Compare os valores obtidos nos itens (a) e (b) e discuta os resultados.

6.124 Propano é submetido a uma expansão isoentrópica a partir de um estado inicial, onde T_1 = 40°C e p_1 = 1 MPa, até um estado final em que a temperatura e a pressão são T_2 e p_2, respectivamente. Determine

(a) p_2, em kPa, quando T_2 = −40°C
(b) T_2, em °C, quando p_2 = 0,8 MPa.

6.125 Argônio em um conjunto cilindro-pistão é comprimido isoentropicamente de um estado 1, onde p_1 = 150 kPa e T_1 = 35°C, até um estado 2, onde p_2 = 300 kPa. Supondo o modelo de gás ideal com k = 1,67, determine (a) T_2, em °C e (b) o trabalho, em kJ por kg de argônio.

6.126 Ar é admitido em uma turbina operando em regime permanente a 6 bar e 1100 K e se expande isoentropicamente para um estado em que a temperatura é de 700 K. Utilizando o modelo de gás ideal com dados da Tabela A-22 e ignorando as variações das energias cinética e potencial, determine a pressão na saída, em bar, e o trabalho, em kJ por kg de ar em escoamento.

6.127 Um tanque rígido isolado, com volume de 0,2 m³, é preenchido inicialmente com vapor de Refrigerante 134a a uma pressão de 10 bar e uma temperatura de 40°C. Aparece uma fissura, e o refrigerante vaza lentamente até que a pressão no interior do tanque se torna 1 bar. Determine

(a) a temperatura final do refrigerante no interior do tanque, em °C.
(b) a quantidade de massa que sai do tanque, em kg.

6.128 Ar em um conjunto cilindro-pistão é comprimido isoentropicamente de um estado inicial, onde T_1 = 340 K, até um estado final, onde a pressão é 90% maior do que no estado 1. Supondo o modelo de gás ideal, determine (a) T_2, em K, e (b) o trabalho, em kJ/kg.

6.129 Um gás ideal com razão de calores específicos k constante entra em um bocal operando em regime permanente a pressão p_1, temperatura T_1 e velocidade V_1. O ar é expandido isoentropicamente até uma pressão p_2.

(a) Desenvolva uma expressão para a velocidade na saída, V_2, somente em termos de k, R, V_1, T_1, p_1 e p_2.
(b) Para $V_1 = 0$, T_1 = 1000 K, p_2/p_1 = 0,1 e k = 1,4, determine V_2, em m/s.

6.130 Ar modelado como um gás ideal é admitido em uma turbina operando em regime permanente a 1040 K e 278 kPa, sendo descarregado a 120 kPa. A vazão mássica é de 5,5 kg/s e a potência desenvolvida vale 1120 kW. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine (a) a temperatura do ar na saída da turbina, em K, e (b) a eficiência isoentrópica da turbina.

6.131 Vapor d'água a 1000°F (537,8°C) e 140 lbf/in² (965,3 kPa) entra em uma turbina operando em regime permanente e é expandido até 2 lbf/in² (13,8 kPa). A vazão mássica é de 4 lb/s (1,8 kg/s) e a potência desenvolvida vale 1600 Btu/s (1688,1 kW). As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine a eficiência isoentrópica da turbina.

6.132 Vapor d'água a 6 MPa e 600°C entra em uma turbina operando em regime permanente e sai a 10 kPa. A vazão mássica é de 2 kg/s e a potência desenvolvida vale 2626 kW. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine (a) a eficiência isoentrópica da turbina e (b) a taxa de geração de entropia, em kW/K.

6.133 Vapor d'água a 800 lbf/in² (5,5 MPa) e 1000°F (537,8°C) entra em uma turbina operando em regime permanente e é expandido até 2 lbf/in² (13,8 kPa). A vazão mássica é de 5,56 lb/s (2,5 kg/s) e a eficiência isoentrópica da turbina é de 92%. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine a potência produzida pela turbina, em HP.

6.134 Ar é admitido em um compressor de uma turbina a gás em uma instalação de potência operando em regime permanente a 290 K, 100 kPa e sai a 420 K, 330 kPa. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Utilizando o modelo de gás ideal para o ar, determine a eficiência isoentrópica do compressor.

6.135 Ar a 25°C e 100 kPa é admitido em um compressor operando em regime permanente e é descarregado a 260°C e 650 kPa. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Utilizando o modelo de gás ideal para o ar com k = 1,4, determine a eficiência isoentrópica do compressor.

6.136 Ar entra em um compressor isolado operando em regime permanente a 1 bar, 350 K e com uma vazão mássica de 1 kg/s, sendo descarregado a 4 bar. A eficiência isoentrópica do compressor é de 82%. Determine a potência de entrada, em kW, e a taxa de geração de entropia, em kW/K, utilizando o modelo de gás ideal com os dados da Tabela A-22.

6.137 Refrigerante 134a é admitido em um compressor operando em regime permanente como vapor saturado a 20°F (−6,7°C) e é descarregado a uma pressão de 120 lbf/in² (827,4 kPa). Não ocorre transferência de calor significativa com a vizinhança, e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.

(a) Determine o trabalho teórico mínimo de entrada necessário, em Btu por lb de refrigerante escoando através do compressor, e a temperatura de saída correspondente, em °F.
(b) Se o refrigerante é descarregado a uma temperatura de 120°F (48,9°C), determine a eficiência isoentrópica do compressor.

6.138 Ar entra em um compressor isolado operando em regime permanente a 0,95 bar, 27°C e uma vazão mássica de 4000 kg/h, sendo descarregado a 8,7 bar. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.

(a) Determine a potência teórica mínima de entrada necessária, em kW, e a temperatura de descarga correspondente, em °C.
(b) Considerando que a temperatura de saída é de 347°C, determine a potência de entrada necessária, em kW, e a eficiência isoentrópica do compressor.

6.139 Vapor d'água é admitido em um bocal isolado operando em regime permanente a 0,7 MPa, 320°C, 35 m/s e é descarregado a 0,15 MPa. Considerando que a eficiência isoentrópica do bocal é 94%, determine a velocidade de descarga, em m/s.

6.140 Gás hélio a 810°R (176,8°C), 45 lbf/in² (310,3 kPa) e uma velocidade de 10 ft/s (3,0 m/s) entra em um bocal isolado operando em regime permanente e é descarregado a 670°R (99,1°C) e 25 lbf/in² (172,4 kPa). Modelando o hélio como gás ideal com k = 1,67, determine (a) a velocidade na saída do bocal, em ft/s, (b) a eficiência isoentrópica do bocal e (c) a taxa de geração de entropia no interior do bocal, em Btu/°R por lb de hélio em escoamento.

6.141 Ar modelado como um gás ideal entra em um volume de controle com uma entrada e uma saída operando em regime permanente a 100 lbf/in² (689,5 kPa), 900°R (226,8°C), e é expandido até 25 lbf/in² (172,4 kPa). Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine a taxa de geração de entropia, em Btu/°R por lb de ar em escoamento,

(a) Para um volume de controle incluindo uma turbina com 89,1% de eficiência isoentrópica.
(b) Para um volume de controle incluindo uma válvula de estrangulamento.

6.142 Amônia é admitida em uma válvula como um líquido saturado a 7 bar, com uma vazão mássica de 0,06 kg/min, e passa por um processo de estrangulamento até uma pressão de 1 bar. Determine a taxa de geração de entropia em kW/K. Se a válvula for substituída por uma turbina de recuperação operando em regime permanente, determine a potência teórica máxima que poderia ser produzida, em kW. Seria recomendável a utilização de tal turbina? Para cada caso, despreze a transferência de calor com a vizinhança e as variações de energia cinética e potencial.

6.143 A Fig. P6.143 fornece um desenho esquemático de uma bomba de calor que utiliza o Refrigerante 134a como fluido de trabalho, juntamente com dados em pontos-chave obtidos em regime permanente. A vazão mássica do refrigerante é de 7 kg/min e a potência de acionamento do compressor é de 5,17 kW. (a) Determine o coeficiente de desempenho da bomba de calor. (b) Se a válvula fosse substituída por uma turbina, haveria a produção de potência, reduzindo conseqüentemente a potência necessária para o sistema de bomba de calor. Seria recomendável a utilização dessa medida de economia? Explique.

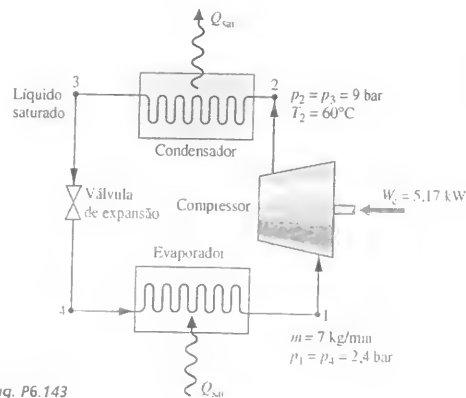



Fig. P6.143

6.144 Ar é admitido em um difusor isolado operando em regime permanente a 1 bar, [illegible]°C e 260 m/s e é descarregado com uma velocidade de 130 m/s. Utilizando o modelo de gás ideal e ignorando a energia potencial, determine

(a) a temperatura do ar na descarga, em °C.
(b) a pressão de descarga máxima possível, em bar.

6.145 Conforme ilustrado na Fig. P6.145, ar é admitido em um difusor de um motor de avião a 18 kPa, 216 K e uma velocidade de 265 m/s. Todos esses dados correspondem a um vôo de elevada altitude. O ar escoa adiabaticamente através do difusor, onde é desacelerado até uma velocidade de 50 m/s na saída do difusor. Admita que a operação ocorre em regime permanente, que o ar se comporta como um gás ideal e que os efeitos da energia potencial podem ser desprezados.

(a) Determine a temperatura do ar na descarga do difusor, em K.
(b) Considerando que o ar é submetido a um processo isoentrópico conforme escoa pelo difusor, determine a pressão do ar na saída no difusor, em kPa.
(c) Se o atrito estivesse presente, a pressão do ar na saída no difusor seria maior, menor ou igual ao valor obtido no item (b)? Explique.

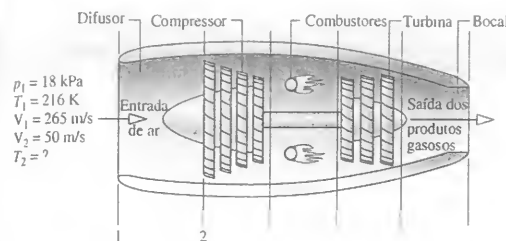



Fig. P6.145

6.146 Conforme ilustrado na Fig. P6.146, uma turbina a vapor com 90% de eficiência isoentrópica aciona um compressor de ar com 85% de eficiência isoentrópica. Dados operacionais de regime permanente são fornecidos na figura. Admita o modelo de gás ideal para o ar e ignore as perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial.

(a) Determine a vazão mássica do vapor na entrada da turbina, em kg de vapor por kg de ar saindo do compressor.
(b) Repita o item (a) para $\eta_t = \eta_c$ = 100%.

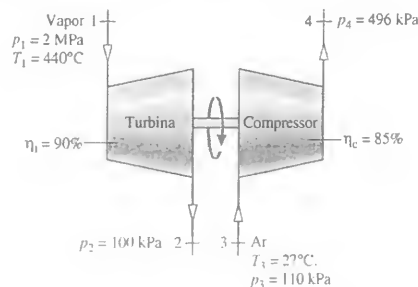



Fig. P6.146

6.147 A Fig. P6.147 mostra um sistema de potência operando em regime permanente composto por três componentes em série: um compressor de ar com 80% de eficiência isoentrópica, um trocador de calor e uma turbina com 90% de eficiência isoentrópica. Ar é admitido no compressor a uma vazão mássica de 5,8 kg/s a 1 bar, 300 K, e sai a uma pressão de 10 bar. O ar entra na turbina a 10 bar, 1400 K e sai na pressão de 1 bar. O ar pode ser modelado como um gás ideal. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine, em kW, (a) a potência requerida pelo compressor, (b) a potência produzida pela turbina e (c) a potência *líquida* produzida pelo conjunto.

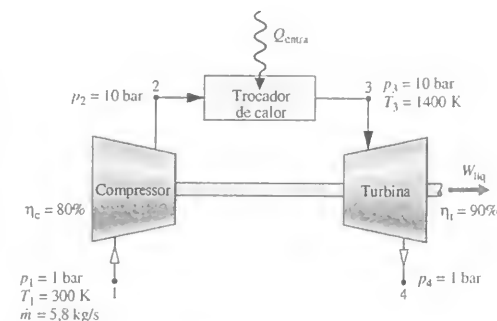



Fig. P6.147

6.148 Uma turbina isolada operando em regime permanente possui dois estágios em série. Vapor d'água entra no primeiro estágio a 700°F (371,1°C) e 550 lbf/in² (3,8 MPa), sendo descarregado a 200 lbf/in² (1,4 MPa). O vapor então entra no segundo estágio e sai a 14,7 lbf/in² (101,3 kPa). A eficiência isoentrópica dos estágios é 88% e 92%, respectivamente. Mostre os principais estados em um diagrama *T–s*. Na saída do segundo estágio determine a temperatura, em °F, se vapor superaquecido sai ou o título se uma mistura bifásica líquido-vapor é descarregada. Determine também o trabalho produzido em cada estágio, em Btu por lb de vapor escoando.

6.149 Um tanque rígido se encontra inicialmente com 5,0 kg de ar a uma pressão de 0,5 MPa e uma temperatura de 500 K. O ar é descarregado por uma turbina para uma atmosfera, produzindo trabalho enquanto a pressão no tanque cai ao nível atmosférico de 0,1 MPa. Utilizando o modelo de gás ideal para o ar, determine a quantidade teórica *máxima* de trabalho que pode ser produzida, em kJ. Ignore a troca de calor com a atmosfera e as variações das energias cinética e potencial.

6.150 Um tanque que inicialmente contém ar a 30 atm e 540°F (282,2°C) está conectado a uma pequena turbina. Ar é descarregado do tanque através da turbina, que produz trabalho em uma quantidade de 100 Btu (105,5 kJ). A pressão no tanque cai a 3 atm durante o processo, e a turbina descarrega para a atmosfera a 1 atm. Utilizando o modelo de gás ideal e desprezando as irreversibilidades no interior do tanque e da turbina, determine o volume do tanque, em ft³. A transferência de calor com a atmosfera e as variações das energias cinética e potencial podem ser desprezadas.

6.151 Ar é admitido em uma turbina de 3600 kW operando em regime permanente a uma vazão mássica de 18 kg/s a 800°C, 3 bar e a uma velocidade de 100 m/s. O ar se expande adiabaticamente através da turbina, sendo descarregado a uma velocidade de 150 m/s. O ar então entra em um difusor, onde é desacelerado isoentropicamente até uma velocidade de 10 m/s e uma pressão de 1 bar. Utilizando o modelo de gás ideal, determine

(a) a pressão e a temperatura do ar na saída da turbina, em bar e °C, respectivamente.
(b) a taxa de geração de entropia na turbina, em kW/K.

Mostre o processo em um diagrama *T–s*.

Analisando Processos de Escoamento Internamente Reversíveis

6.152 Ar é admitido em um compressor operando em regime permanente com uma vazão volumétrica de 8 m³/min a 23°C e 0,12 MPa. O ar é comprimido isotermicamente em um processo livre de irreversibilidades internas, saindo a 1,5 MPa. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Avalie o trabalho necessário e a quantidade de calor transferida, em kW.

6.153 Refrigerante 134a entra em um compressor operando em regime permanente a 1,8 e −10°C bar a uma vazão volumétrica de 2,4 × 10⁻² m³/s. O refrigerante é comprimido até uma pressão de 9 bar em um processo internamente reversível de acordo com $pv^{1,04}$ = *constante*. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a potência necessária, em kW.
(b) a taxa de transferência de calor, em kW

6.154 Ar é admitido em um compressor operando em regime permanente a p_1 = 15 lbf/in² (103,4 kPa) e T_1 = 60°F (15,6°C). O ar passa por um processo politrópico, sendo descarregado a p_2 = 75 lbf/in² (517,1 kPa) e T_2 = 294°F (145,6°C) (a) Avalie o trabalho e o calor transferido, ambos em Btu por lb de ar em escoamento (b) Represente o processo em esboços dos diagramas *p–v* e *T–s* e associe áreas dos diagramas com o trabalho e a quantidade de calor transferida, respectivamente. Considere o modelo de gás ideal para o ar e despreze os efeitos das energias cinética e potencial

6.155 Ar é admitido em um compressor operando em regime permanente a p_1 = 1 bar e T_1 = 17°C, sendo descarregado a p_2 = 5 bar O ar passa por um processo politrópico, no qual o trabalho de acionamento do compressor é 162,2 kJ por kg de ar em escoamento Determine (a) a temperatura do ar na saída do compressor, em °C, e (b) a transferência de calor, em kJ por kg de ar em escoamento. (c) Represente o processo em esboços dos diagramas *p–v* e *T–s* e associe áreas dos diagramas com o trabalho e a quantidade de calor transferida, respectivamente. Considere o modelo de gás ideal para o ar e despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

6.156 Compare o trabalho necessário para comprimir *vapor d'água* em regime permanente isoentropicamente até 3 MPa a partir do estado de vapor saturado a 0,1 MPa com o trabalho necessário para bombear *água líquida* isoentropicamente até 3 MPa a partir do estado de líquido saturado a 0,1 MPa, ambos em kJ por kg de água escoando através do equipamento. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados.

6.157 Uma bomba operando em regime permanente recebe água líquida a 50°C, com uma vazão mássica de 20 kg/s. A pressão da água na saída da bomba é de 1 MPa. Desprezando as irreversibilidades internas durante a operação da bomba e os efeitos das energias cinética e potencial, determine a potência requerida, em kW

6.158 Uma bomba operando em regime permanente recebe água líquida a 20°C e 100 kPa com uma vazão mássica de 53 kg/min. A pressão da água na saída da bomba é 5 MPa A eficiência isoentrópica da bomba é de 70%. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine a potência requerida pela bomba, em kW

6.159 Uma bomba operando em regime permanente recebe água líquida a 50°C e 1,5 MPa A pressão da água na saída da bomba é 15 MPa. A magnitude do trabalho requerido pela a bomba é de 18 kJ por kg de água em escoamento. As perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine a eficiência isoentrópica da bomba

6.160 Uma bomba de 5 kW operando em regime permanente capta agua líquida a 1 bar, 15°C, e descarrega esta água a 5 bar em um local 6 m acima da sucção. Não ocorre variação significativa de velocidade entre a sucção e a descarga, e a aceleração local da gravidade é de 9,8 m/s². Seria possível bombear 7,5 m³ em 10 minutos ou menos? Explique.

6.161 Uma bomba acionada eletricamente operando em regime permanente retira água de um lago a uma pressão de 1 bar e a uma vazão de 40 kg/s e descarrega a água a uma pressão de 4 bar. Não ocorre significativa troca de calor com a vizinhança, e as variações das energias cinética e potencial podem ser desprezadas A eficiência isoentrópica da bomba é de 80%. Utilizando o valor de 8 centavos por kW · h para a eletricidade, estime o custo de operação da bomba por hora.

6.162 Água a montante de uma barragem entra em uma tubulação de alimentação a uma pressão de 16 lbf/in² (110,3 kPa) e uma velocidade de 4 ft/s (1,2 m/s), escoando através de um conjunto gerador-turbina hidráulica e sendo descarregada em um ponto 300 ft (91,4 m) abaixo da admissão a 14,7 lbf/in² (101,3 kPa), 50°F (10,0°C) e 35 ft/s (10,7 m/s). O diâmetro do tubo de saída é 4 ft (1,2 m) e a aceleração da gravidade local é 32,2 ft/s² (9,8 m/s²). Utilizando o valor de 8 centavos por kW · h para a eletricidade gerada, determine o valor da potência produzida, em $/dia, para a operação em regime permanente e na ausência de irreversibilidades internas

6.163 Como mostrado na Fig P6.163, água escoa a partir de um reservatório elevado através de uma turbina hidráulica. O diâmetro do tubo é constante e a operação ocorre em regime permanente. Estime a vazão mássica mínima, em kg/s, que seria necessária para que a potência gerada pela turbina fosse de 1 MW A aceleração da gravidade local e de 9,8 m/s²

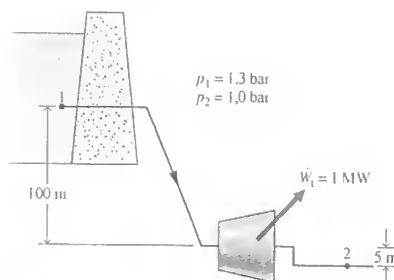



Fig. P6.163

6.164 Nitrogênio (N_2) entra em um bocal operando em regime permanente a 0,2 MPa, 550 K e com uma velocidade de 1 m/s, sendo submetido a uma expansão politrópica com n = 1,3 até 0,15 MPa. Utilizando o modelo de gás ideal com k = 1,4, e desprezando os efeitos da energia potencial, determine (a) a velocidade de saída, em m/s, e (b) a taxa de transferência de calor, em kJ por kg de gás em escoamento.

6.165 Monóxido de carbono entra em um bocal operando em regime permanente a 5 bar, 200°C e com uma velocidade de 1 m/s, sendo submetido a uma expansão politrópica até 1 bar e uma velocidade de saída de 630 m/s. Utilizando o modelo de gás ideal e desprezando os efeitos da energia potencial, determine

(a) a temperatura de saída, em °C.
(b) a taxa de transferência de calor, em kJ por kg de gás em escoamento.

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

6.1P Consultando a ENERGY STAR®, obtenha uma lista ordenada das três principais melhorias eficazes com relação ao custo que aumentariam a eficiência de energia de forma global em sua casa. Desenvolva um plano para implementar as melhorias. Escreva um relatório com, no mínimo, três referências.

6.2P Um diagrama termodinâmico usado na área de refrigeração em engenharia possui como coordenadas a entalpia específica e o logaritmo natural da pressão. Uma inspeção em tal diagrama sugere que as linhas de entropia constante na região de vapor são aproximadamente lineares, e assim a relação entre s, $\ln p$ e h poderia ser expressa na região de vapor como

$$h(s, p) = (A\,s + B)\ln p + (C\,s + D)$$

onde A, B, C, e D são constantes. Investigue a viabilidade dessa expressão para a pressão variando até 10 bar, usando dados do Refrigerante 134a para h, s, p, T e v para o Refrigerante 134a, juntamente com a Eqs. 11.26 e 11.27 deduzidas a partir da segunda equação para $T ds$, dada pela Eq. 6 10b. Resuma suas conclusões em um relatório.

6.3P Instalações de potência de conversão de energia termica dos oceanos (sistemas OTEC) geram eletricidade em navios ou plataformas no mar por meio da exploração da diminuição natural da temperatura da água do oceano com a profundidade. Uma proposta relacionada ao uso da eletricidade gerada pelos sistemas OTEC é produzir e comercializar amônia em três passos. hidrogênio (H_2) seria primeiramente obtido por meio da eletrólise da água do mar dessalinizada. O hidrogênio reagiria

então com o nitrogênio (N_2) da atmosfera para obter amônia (NH_3). Finalmente, amônia líquida seria transportada para a costa, onde seria reprocessada em hidrogênio ou usada como matéria-prima. Alguns dizem que a principal dificuldade da proposta está na integração da *tecnologia atual* de forma a fornecer custos e produtos competitivos. Investigue esse problema e resuma suas conclusões em um relatório com no mínimo três referências.

6.4P O gás natural atualmente exerce um importante papel, indo ao encontro de nossas necessidades de energia. Da mesma forma, o hidrogênio pode ser importante daqui a alguns anos. Para o gás natural e o hidrogênio, necessita-se de energia em cada estágio de distribuição entre a produção e o uso final. para armazenamento, transporte por meio de dutos, caminhões, trens e navios, e liquefação, se necessário. De acordo com alguns observadores, as exigências de energia para a distribuição pesarão de forma mais intensa para o hidrogênio, não apenas porque ele possui atributos especiais, mas também porque os meios para distribuí-lo são menos desenvolvidos do que os que existem para o gás natural. Investigue os requisitos de energia para a distribuição do hidrogênio em comparação com os requisitos necessarios para a distribuição do gás natural Escreva um relatório com, no mínimo, três referências

6.5P Investigue os méritos da nova definição de entropia dada por Tsallis (veja *Novos Horizontes*, na Seção 6 8). incluindo os conhecimentos que ela pode fornecer com relação aos sistemas físicos que tendem ao caos Explique o que se entende por caos nesse contexto Resuma suas conclusões em um relatório.

6.6P A economia clássica foi desenvolvida em grande parte fazendo-se analogia à noção de equilíbrio mecânico. Alguns observadores estão dizendo atualmente que um sistema macroeconômico está mais para um sistema termodinâmico do que para um sistema mecânico. Além disso, eles dizem que o fracasso das teorias econômicas tradicionais em levar em conta o recente comportamento econômico pode se dar em parte pelo não-reconhecimento do papel que a entropia exerce com relação ao controle das variações na economia e do equilíbrio, semelhante ao papel da entropia na termodinâmica. Escreva um relatório com, no mínimo, três referências sobre como a segunda lei e a entropia são utilizadas na economia

6.7P O *método da máxima entropia* é amplamente utilizado na área de análise de dados na astronomia. Nas três últimas décadas um trabalho considerável foi realizado usando o método para a filtragem de dados e a remoção de falhas em uma imagem causadas muito mais pelo próprio telescópio do que pela luz proveniente do céu (chamada de deconvolução). Para auxiliar o alcance de tais metas, refinamentos do método evoluíram durante os anos. Investigue como o método da máxima entropia e utilizado atualmente na astronomia e resuma o respectivo estado-da-arte em um memorando

6.8P Modelagem termodinâmica básica, incluindo a utilização de diagramas temperatura-entropia para a água e uma forma da *equação de Bernoulli*, tem sido utilizada para o estudo de certos tipos de erupções vulcânicas. (Veja L. G. Mastin, "Thermodynamics of Gas and Steam-Blast Eruptions", *Bull. Volcanol.*, 57, 85-98, 1995.) Escreva um relatório *crítico avaliando* as hipóteses utilizadas e a aplicação dos princípios da termodinâmica, como utilizados no artigo Inclua no mínimo três referências.

6.9P A maior linha de dutos do mundo para o transporte de uma pasta fluida contendo carvão e água (*slurry-coal*) conecta a mina de carvão Black Mesa, no Arizona, à estação geradora de Mojave, de 1.600 MW, em Laughlin, Nevada. por mais de 270 milhas. O sistema de dutos de 18 in de diâmetro em operação utiliza grandes quantidades de água para transportar milhões de toneladas de carvão da mina para a instalação de potência Desenvolva uma análise econômica e de engenharia para converter o sistema existente em um que utilize a tecnologia em que o material é compactado em forma de cilindro, obtendo-se assim cilindros de carvão compactados, que é um sistema mais econômico em termos de água Considere fatores como a preparação dos cilindros de carvão antes da transmissão e a secagem depois da entrega à instalação de potência, os requisitos da potência de bombeamento e os custos do equipamento. Escreva um relatório, com no mínimo três referências. no qual a viabilidade de tal conversão é avaliada de forma crítica.

6.10P Nas últimas décadas muitos autores escreveram sobre a relação entre vida na biosfera e a segunda lei da termodinâmica. Entre eles estão os ganhadores do Prêmio Nobel, Erwin Schrödinger (Física, 1933) e Ilya Prigogine (Química, 1977) Observadores contemporâneos, como Eric Schneider, também deram sua contribuição. Pesquise e *avalie de forma crítica* tais contribuições para a literatura. Resuma suas conclusões em um relatório com no mínimo três referências.

Análise da Exergia

Contexto de Engenharia

O **objetivo** deste capítulo é apresentar a *análise de exergia*, que utiliza os princípios da conservação de massa e da conservação de energia juntamente com a segunda lei da termodinâmica, para o projeto e a análise de sistemas térmicos.

A importância de se desenvolverem sistemas térmicos que utilizem eficientemente recursos não-renováveis, como petróleo, gás natural e carvão, é evidente. A análise de exergia é particularmente apropriada para maximizar o objetivo de um uso mais eficiente dos recursos, uma vez que permite a determinação de rejeitos e perdas em termos da localização, do tipo e de seus valores reais. Essa informação pode ser usada no projeto de sistemas térmicos, para direcionar esforços no sentido de reduzir as fontes de ineficiência dos sistemas existentes e avaliar o sistema em termos de custo.

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo estará apto a....

✓ demonstrar conhecimento dos conceitos fundamentais relacionados com a análise de exergia... incluindo o ambiente de referência para exergia, o estado morto, a transferência de exergia, e a destruição de exergia.

✓ avaliar a exergia em um estado e a variação da exergia entre dois estados, utilizando os dados das propriedades apropriadas.

✓ aplicar balanços de exergia a sistemas fechados e volumes de controle em regime permanente.

✓ definir e avaliar eficiências exergéticas.

✓ aplicar a análise de custo de exergia para perdas de calor e sistemas simples de co-geração.

7.1 Apresentação da Exergia

A energia é conservada em qualquer dispositivo ou processo. Ela não pode ser destruída. A energia que entra em um sistema em forma de combustível, eletricidade, fluxos de matéria e assim por diante pode ser contida em seus produtos e subprodutos. Contudo, por si só a ideia de conservação de energia é inadequada para se descreverem alguns aspectos importantes da utilização dos recursos.

➡ **POR EXEMPLO...** A Fig. 7.1*a* mostra um *sistema isolado* constituído inicialmente de um pequeno reservatório de combustível cercado de uma grande quantidade de ar. Suponha que o combustível queime (Fig. 7.1*b*) de forma que finalmente exista uma ligeira mistura aquecida dos produtos da combustão e ar, conforme ilustra a Fig. 7.1*c*. A *quantidade* total de energia associada ao sistema é constante, pois não há transferência de energia através da fronteira de um sistema isolado. Porém, a combinação ar–combustível inicial é essencialmente mais útil do que a mistura final aquecida. Por exemplo, o combustível poderia ser usado em algum dispositivo para gerar eletricidade ou produzir vapor superaquecido, enquanto os usos associados à mistura final levemente aquecida são de longe mais limitados. Podemos dizer que o sistema tem um *potencial de uso* maior no início do que no final. Uma vez que nada, além de uma mistura final aquecida, é alcançado no processo, esse potencial é largamente desperdiçado. Mais precisamente, o potencial inicial é largamente *destruído* por causa da natureza irreversível do processo. ⬅

Antecipando os principais resultados deste capítulo, *exergia* é a propriedade que quantifica o *potencial de uso*. O exemplo anterior mostra que, ao contrário da energia, a exergia não é conservada e sim destruída por meio de irreversibilidades.

A discussão mais adiante mostra que a exergia não somente pode ser destruída por irreversibilidades, mas também pode ser transferida *para* e *de* sistemas. A exergia transferida de um sistema para sua vizinhança e que não é utilizada geralmente representa uma *perda*. Pode-se conseguir uma melhor utilização de recursos energéticos reduzindo-se a destruição de exergia no interior de um sistema e/ou reduzindo-se as perdas. Um objetivo na análise de exergia é identificar locais em que ocorram destruição e perdas de exergia e classificá-los por ordem de importância. Isso permite que a atenção seja centrada nos aspectos da operação de um sistema que ofereçam maiores oportunidades para melhorias compensadoras quanto ao custo.

Retornando à Fig. 7.1, note que o combustível presente inicialmente tem valor econômico, enquanto a mistura final levemente aquecida tem pouco valor. Em consequência, o valor econômico diminui nesse processo. A partir de tais considerações, podemos concluir que existe uma ligação entre a exergia e o valor econômico. Esse caso será visto em discussões subsequentes.

7.2 Conceituação de Exergia

A apresentação da segunda lei no Cap. 5 também proporciona uma base para o conceito de exergia, conforme consideramos a seguir.

As principais conclusões da discussão sobre a Fig. 5.1 são

- existe um potencial para o desenvolvimento de trabalho sempre que dois sistemas em diferentes estados são postos em contato, e
- pode-se desenvolver trabalho quando se permite que dois sistemas atinjam o equilíbrio.

Na Fig. 5.1*a*, por exemplo, um corpo inicialmente a uma temperatura elevada T_i, posto em contato com a atmosfera a uma temperatura T_0, esfria espontaneamente. Para conceituar como se poderia desenvolver trabalho nesse caso, veja a Fig. 7.2. A figura mostra um sistema global com três elementos: o corpo, o ciclo de potência e a atmosfera a T_0 e p_0. Presume-se que a atmosfera seja grande o bastante para que suas temperatura e pressão se mantenham constantes.

Em vez de o corpo esfriar espontaneamente como na Fig. 5.1*a*, a Fig. 7.2 mostra que, se a transferência de calor Q durante o resfriamento for transmitida para o ciclo de potência, o trabalho W_c pode ser desenvolvido enquanto Q_0 é descarregado na atmosfera. Essas são as únicas transferências de energia. O trabalho W_c está *totalmente disponível* para elevar um peso ou, de forma equivalente, como trabalho de eixo ou trabalho elétrico. Em última análise, o corpo esfria até T_0, e nenhum trabalho mais pode ser desenvolvido. No equilíbrio, tanto o corpo quanto a atmosfera possuem energia, mas já não há qualquer potencial para se desenvolver trabalho a partir dos dois, pois nenhuma interação pode ocorrer entre eles.

Note que o trabalho W_c também poderia ser desenvolvido pelo sistema da Fig. 7.2 se a temperatura inicial do corpo fosse *menor* que a da atmosfera: $T_i < T_0$. Em tal caso, os sentidos das transferências de calor Q e Q_0 mostrados na Fig. 7.2 seriam invertidos. Pode-se desenvolver trabalho à medida que o corpo *aquece* em direção ao equilíbrio com a atmosfera.

Uma vez que não haja qualquer variação líquida de estado para o ciclo de potência da Fig. 7.2, concluímos que o trabalho W_c é realizado somente porque o estado inicial do corpo difere do estado da atmosfera. *Exergia é o valor teórico máximo de tal trabalho.*

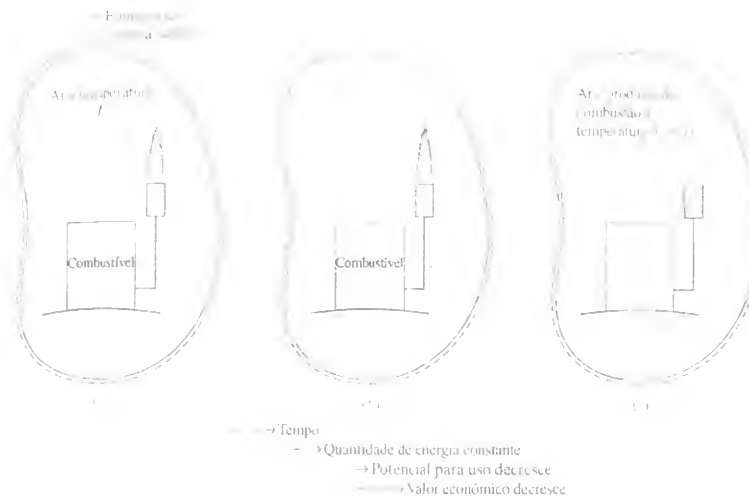



Fig. 7.1 Ilustração utilizada para apresentar o conceito de exergia.

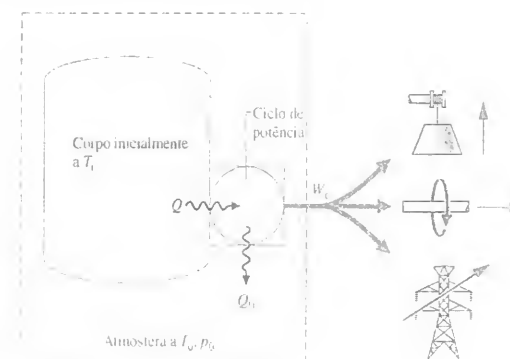



Fig. 7.2 Sistema global composto pelo corpo, ciclo de potência e atmosfera utilizado para conceituar exergia.

7.2.1 Ambiente e Estado Morto

Para a análise termodinâmica que envolva o conceito de exergia, é necessário modelar a atmosfera usada no exemplo anterior. O modelo resultante é chamado ***ambiente de referência da exergia***, ou simplesmente ***ambiente***.

ambiente

Neste livro, o ambiente é considerado um sistema compressível simples que é *grande* em extensão e *uniforme* em temperatura, T_0, e pressão, p_0. Mantendo-se a ideia de que o ambiente representa uma porção do mundo físico, os valores para T_0 e p_0 utilizados em uma determinada análise são normalmente tomados em condições ambientes típicas, tais como 1 atm e 25°C (77°F). Para completar, as propriedades intensivas do ambiente não variam significativamente como resultado de algum processo sob consideração, e o ambiente é livre de irreversibilidades.

Quando um sistema de interesse está a T_0 e p_0 e *em repouso* com relação ao ambiente, dizemos que o sistema está no ***estado morto***. No estado morto não pode haver interação entre o sistema e o ambiente, e desse modo não há potencial para se desenvolver trabalho.

estado morto

7.2.2 Definição de Exergia

A discussão até este ponto da presente seção pode ser resumida pela seguinte ***definição de exergia***.

> Exergia é o máximo trabalho teórico possível de ser obtido a partir de um sistema *global* composto por um sistema e o ambiente, conforme este entra em equilíbrio com o ambiente (atinge o estado morto).

definição de exergia

Interações entre o sistema e o ambiente podem envolver dispositivos auxiliares, como o ciclo de potência da Fig. 7.2, que pelo menos em princípio permite a realização de trabalho. O trabalho realizado pode ser utilizado para levantar peso, ou, de forma equivalente, como trabalho de eixo ou trabalho elétrico. Podemos esperar que o trabalho teórico máximo seja obtido quando não houver irreversibilidades, como será considerado na próxima seção.

7.3 Exergia de um Sistema

exergia de um sistema

A ***exergia de um sistema***, E, em um estado especificado é dada pela expressão

$$\mathsf{E} = (U - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + \mathrm{EC} + \mathrm{EP} \qquad (7.1)$$

Tome Nota...

Neste livro, E e e são usados para exergia e exergia específica, respectivamente, enquanto E e e denotam energia e energia específica, respectivamente. Essa notação está em acordo com a prática usual. O conceito apropriado de exergia ou energia estará claro no contexto. Apesar disso, são necessários cuidados para evitar erros de simbologia relativos a esses conceitos.

onde U, EC, EP, V e S denotam, respectivamente, energia interna, energia cinética, energia potencial, volume e entropia do sistema no estado especificado. U_0, V_0 e S_0 denotam energia interna, volume e entropia, respectivamente, do sistema quando está em estado morto. Neste capítulo as energias cinética e potencial são avaliadas em relação ao ambiente. Dessa forma, quando está no estado morto, o sistema está em repouso em relação ao ambiente e os valores das energias cinética e potencial são zero: $\mathrm{EC}_0 = \mathrm{EP}_0 = 0$. Por inspeção da Eq. 7.1, as unidades de exergia são as mesmas da energia.

A Eq. 7.1 pode ser deduzida pela aplicação dos balanços de energia e entropia ao sistema global mostrado na Fig. 7.3, que consiste em um sistema e um ambiente. Veja o boxe para a dedução da Eq. 7.1.

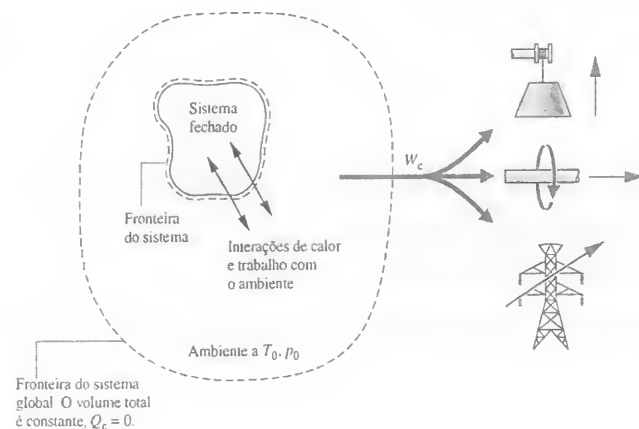



Fig. 7.3 Sistema global composto pelo sistema fechado e ambiente utilizado para se avaliar exergia.

Avaliando a Exergia de um Sistema

Com referência à Fig. 7.3, a exergia é o valor teórico máximo do trabalho W_c que poderia ser alcançado se o sistema entrasse em equilíbrio com o ambiente — ou seja, se o sistema entrasse em estado morto

Como dissemos anteriormente, o sistema somado ao ambiente forma o sistema completo ou *global*. A fronteira do sistema global está localizada de modo que não haja transferência de energia por transferência de calor através dela: $Q_c = 0$. Além disso, a fronteira do sistema global está localizada de forma que o volume total permaneça constante, mesmo que os volumes do sistema e do ambiente possam variar. Em consequência, o trabalho W_c mostrado na figura é a *única* transferência de energia através da fronteira do sistema global e está *totalmente disponível* para levantar um peso, girar um eixo ou produzir eletricidade nas proximidades. Em seguida, aplicamos os balanços de energia e entropia para determinar o valor teórico máximo para W_c

Balanço de Energia. Considere um processo em que o sistema e o ambiente entram em equilíbrio. O balanço de energia para o sistema global é

$$\Delta E_c = \cancel{Q_c}^{0} - W_c \qquad (a)$$

onde W_c é o trabalho desenvolvido pelo sistema global e ΔE_c é a variação da energia do sistema global: a soma das variações de energia do sistema e do ambiente. A energia do sistema inicialmente é denotada por E, o que inclui a energia cinética, a energia potencial e a energia interna do sistema. Uma vez que as energias cinética e potencial são avaliadas em relação ao ambiente, a energia do sistema no estado morto é simplesmente sua energia interna, U_0. Conseqüentemente, ΔE_c pode ser expresso por

$$\Delta E_c = (U_0 - E) + \Delta U_{amb} \qquad (b)$$

onde ΔU_{amb} é a variação da energia interna do ambiente.

Ainda que T_0 e p_0 sejam constantes, as variações da energia interna U_{amb}, da entropia S_{amb} e do volume V_{amb} do ambiente estão relacionadas através da Eq. 6.8, a *primeira* equação TdS, como

$$\Delta U_{amb} = T_0 \Delta S_{amb} - p_0 \Delta V_{amb} \qquad (c)$$

Introduzindo a Eq. (c) na Eq. (b), temos

$$\Delta E_c = (U_0 - E) + (T_0 \Delta S_{amb} - p_0 \Delta V_{amb}) \qquad (d)$$

Substituindo a Eq. (d) na Eq. (a) e resolvendo para W_c, chegamos a

$$W_c = (E - U_0) - (T_0 \Delta S_{amb} - p_0 \Delta V_{amb})$$

O volume total é constante. Por isso, a variação de volume do ambiente é igual em magnitude e oposta em sinal à variação de volume do sistema: $\Delta V_{amb} = -(V_0 - V)$. Com essa substituição, a expressão anterior do trabalho torna-se

$$W_c = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - (T_0 \Delta S_{amb}) \qquad (e)$$

Essa equação fornece o trabalho para o sistema global à medida que o sistema passa ao estado morto. O trabalho teórico máximo é determinado utilizando-se o balanço de entropia como se segue.

Balanço de Entropia. O balanço de entropia para o sistema global reduz-se a

$$\Delta S_c = \sigma_c$$

onde o termo da transferência de entropia é omitido porque nenhuma transferência de calor atravessa a fronteira do sistema global. O termo σ_c leva em conta a produção de entropia devido às irreversibilidades à medida que o sistema entra em equilíbrio com o ambiente. A variação da entropia ΔS_c é o somatório das variações de entropia do sistema e do ambiente, respectivamente. Isso é

$$\Delta S_c = (S_0 - S) + \Delta S_{amb}$$

onde S e S_0 denotam a entropia do sistema em um dado estado e no estado morto, respectivamente. Combinando as duas últimas equações, temos

$$(S_0 - S) + \Delta S_{amb} = \sigma_c \qquad (f)$$

A eliminação de ΔS_{amb} entre as Eqs. (e) e (f) resulta em

$$W_c = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) - T_0\sigma_c \qquad (g)$$

Com $E = U + \mathrm{EC} + \mathrm{EP}$, a Eq. (g) torna-se

$$W_c = \underline{(U - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + \mathrm{EC} + \mathrm{EP}} - T_0\sigma_c \qquad (h)$$

O valor do termo sublinhado na Eq. (h) é determinado pelos dois estados finais do sistema — o estado dado e o estado morto — e é independente dos detalhes do processo que liga esses estados. Contudo, o valor do termo $T_0\sigma_c$ depende da natureza do processo à medida que o sistema evolui para o estado morto. De acordo com a segunda lei, $T_0\sigma_c$ é positivo quando irreversibilidades estão presentes e se anula quando não há ocorrência da irreversibilidades. O valor do termo $T_0\sigma_c$ não pode ser negativo. Por isso, o valor teórico *máximo* para o trabalho do sistema global W_c é obtido fazendo-se $T_0\sigma_c$ igual a zero na Eq. (h). Por definição, esse valor máximo é a exergia, E. Conseqüentemente, a Eq. 7.1 é tomada como a expressão apropriada para se avaliar a exergia

7.3.1 Aspectos da Exergia

Nesta seção, listaremos cinco aspectos importantes do conceito de exergia:

1. Exergia é uma medida do desvio do estado de um sistema quando comparado ao do ambiente. É, portanto, um atributo do sistema e do ambiente em conjunto. Contudo, uma vez que o ambiente é especificado, pode-se atribuir um valor à exergia em termos de valores de propriedades apenas do sistema, e então a exergia pode ser considerada uma propriedade do sistema. Exergia é uma propriedade extensiva

2. O valor da exergia não pode ser negativo. Se um sistema estiver em qualquer estado diferente do estado morto, este será capaz de mudar sua condição *espontaneamente* na direção do estado morto; essa tendência irá cessar quando o estado morto for alcançado. Nenhum trabalho deve ser feito para causar essa variação espontânea. Em conseqüência, qualquer mudança no estado de um sistema em direção ao estado morto deve ser realizada com *pelo menos zero* trabalho sendo desenvolvido e, desse modo, o trabalho *máximo* (exergia) não pode ser negativo.
3. A exergia não é conservada, mas pode ser destruída pelas irreversibilidades. Um caso-limite ocorre quando a exergia é completamente destruída, o que pode acontecer se um sistema for submetido a uma variação espontânea até o estado morto sem possibilidade de obtenção de trabalho. O potencial para o desenvolvimento de trabalho que existia originalmente será completamente desperdiçado nesse processo espontâneo.
4. A exergia até agora tem sido vista como o trabalho teórico *máximo* possível de ser obtido de um sistema global, constituído de um sistema mais o ambiente à medida que o sistema passa *de* um dado estado *para* o estado morto. Como alternativa, a exergia pode ser considerada o módulo do valor teórico *mínimo* de fornecimento de trabalho necessário para levar o sistema *do* estado morto *para* um dado estado. Usando os balanços de energia e entropia já vistos, podemos facilmente desenvolver a Eq. 7.1 a partir desse ponto de vista. Isto é deixado como exercício.
5. Quando um sistema está no estado morto, ele está em equilíbrio *térmico* e *mecânico* com o ambiente, e sua exergia tem valor zero. Mais precisamente, a contribuição *termomecânica* para a exergia é zero. Este termo distingue o conceito de exergia do presente capítulo de uma outra contribuição para a exergia apresentada na Seção 13.6, onde se permite que os conteúdos de um sistema no estado morto entrem em reação química com os componentes do ambiente e então se desenvolva um trabalho adicional. Esta contribuição para a exergia é chamada *exergia química*. Apesar de o conceito de exergia química ser importante na análise da segunda lei de sistemas que envolvam misturas reagentes, incluindo combustão, o conceito de exergia termomecânica satisfaz uma ampla gama de avaliações termodinâmicas.

Bio... conexões

A indústria de criação de aves nos EUA produz bilhões de quilos de carne anualmente, e a produção de galinhas representa 80% do total. O montante anual dos dejetos produzidos por essas aves também alcança bilhões de libras. Os dejetos podem exceder a necessidade de seu uso como fertilizantes agrícolas. Parte desse excesso pode ser usada para produzir pastilhas fertilizantes para uso comercial e doméstico. Apesar de sua exergia química relativamente baixa, esses dejetos podem ser utilizados também para produzir metano, através da digestão *anaeróbica*. O metano pode ser queimado em centrais de energia para produzir energia elétrica ou vapor de processo. Sistemas digestores estão à disposição para serem usados apropriadamente nas fazendas. Esses são desenvolvimentos positivos para um importante setor da economia agrícola americana que veio a receber publicidade adversa em virtude de algumas preocupações quanto ao teor de arsênio presente nos dejetos das aves, da descarga de dejetos em córregos e rios, do excessivo odor e da infestação de moscas nas proximidades de grandes operações agrícolas.

7.3.2 Exergia Específica

exergia específica

Apesar de a exergia ser uma propriedade abrangente, às vezes convém utilizá-la em termos de unidade de massa ou em base molar. Expressando a Eq. 7.1 em termos de unidade de massa, temos para a ***exergia específica***, e,

$$e = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + V^2/2 + gz \tag{7.2}$$

onde u, v, s, $V^2/2$ e gz são a energia interna específica, o volume, a entropia, a energia cinética e a energia potencial, respectivamente, no estado de interesse; u_0, v_0 e s_0 são propriedades específicas no estado morto: a T_0 e p_0. Na Eq. 7.2, as energias cinética e potencial são medidas em relação ao ambiente e dessa forma contribuem na sua totalidade para o valor numérico da exergia, pois, em princípio, cada parcela pode ser totalmente convertida em trabalho se o sistema for levado ao repouso em uma diferença de altura nula relativa ao ambiente. Finalmente, por inspeção da Eq. 7.2, temos que as unidades da exergia específica são as mesmas da energia específica, kJ/kg ou Btu/lb.

> *Tome Nota...*
>
> **Quando as energias cinética e potencial são avaliadas em relação ao estado morto, elas são justamente consideradas exergia. Mas, para simplificar a expressão no presente capítulo, referimo-nos a esses termos — vistos como energia ou exergia — como estimativa para os *efeitos do movimento e da gravidade*. O significado vai estar claro no contexto.**

A exergia específica em um estado determinado requer propriedades nesse estado e no estado morto. ➥ **POR EXEMPLO...** a Eq. 7.2 será usada para se determinar a exergia específica do vapor d'água saturado a 120°C, com uma velocidade de 30 m/s e a uma altura de 6 m, cada qual relativa a um ambiente de referência de exergia, onde T_0 = 298 K (25°C), p_0 = 1 atm e g = 9,8 m/s². Para a água como vapor saturado a 120°C, a Tabela A-2 fornece v = 0,8919 m³/kg, u = 2529,3 kJ/kg, s = 7,1296 kJ/kg · K. No estado morto, em que T_0 = 298 K (25°C) e p_0 = 1 atm, a água é um líquido. Desta forma, com as Eqs. 3.11, 3.12 e 6.5 e os valores da Tabela A-2, temos $v_0 = 1{,}0029 \times 10^{-3}$ m³/kg, u_0 = 104,88 kJ/kg, s_0 = 0,3674 kJ/kg · K. Substituindo os valores, temos

$$e = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

$$= \left[(2529{,}3 - 104{,}88)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$$

$$+ \left[\left(1{,}01325 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)(0{,}8919 - 1{,}0029 \times 10^{-3})\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right]\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N}\cdot\text{m}}\right|$$

$$- \left[(298\ \text{K})(7{,}1296 - 0{,}3674)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right]$$

$$+ \left[\frac{(30\ \text{m/s})^2}{2} + \left(9{,}8\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)(6\ \text{m})\right]\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N}\cdot\text{m}}\right|$$

$$= (2424{,}42 + 90{,}27 - 2015{,}14 + 0{,}45 + 0{,}06)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 500\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Leftarrow$$

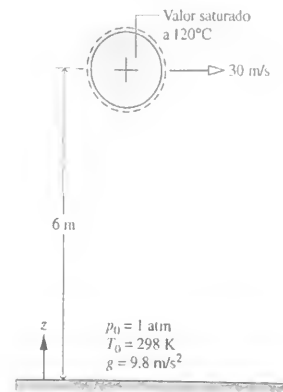
Valor saturado a 120°C

30 m/s

6 m

z

p_0 = 1 atm
T_0 = 298 K
g = 9,8 m/s²

O exemplo a seguir ilustra o uso da Eq. 7.2 juntamente com dados de propriedades do gás ideal.

Exemplo 7.1 EXERGIA DE GÁS DE EXAUSTÃO

Um cilindro de um motor de combustão interna contém 2450 cm³ de produtos gasosos de combustão a uma pressão de 7 bar e a uma temperatura de 867°C, pouco antes da abertura da válvula de descarga. Determine a exergia específica do gás, em kJ/kg. Ignore os efeitos de movimento e gravidade, e modele os produtos da combustão como ar na situação de gás ideal. Admita T_0 = 300 K (27°C) e p_0 = 1,013 bar.

Solução

Dado: Os produtos gasosos da combustão em um certo estado estão contidos no cilindro de um motor de combustão interna.

Pede-se: Determine a exergia específica.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E7.1

Modelo de Engenharia:

1. Os produtos gasosos da combustão formam um sistema fechado.
2. Os produtos da combustão são modelados como ar na situação de gás ideal.
3. Os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados.
4. T_0 = 300 K (27°C) e p_0 = 1,013 bar.

Análise: Com a hipótese 3, a Eq. 7.2 torna-se

$$e = u - u_0 + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)$$

Os termos de energia interna e entropia são avaliados usando-se os dados da Tabela A-22, como a seguir:

$$u - u_0 = (880{,}35 - 214{,}07)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 666{,}28\ \text{kJ/kg}$$

$$s - s_0 = s^\circ(T) - s^\circ(T_0) - \frac{\overline{R}}{M}\ln\frac{p}{p_0}$$
$$= \left(3{,}11883 - 1{,}70203 - \left(\frac{8{,}314}{28{,}97}\right)\ln\left(\frac{7}{1{,}013}\right)\right)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$
$$= 0{,}8621\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$T_0(s - s_0) = (300\ \text{K})(0{,}8621\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})$$
$$= 258{,}62\ \text{kJ/kg}$$

O termo $p_0(v - v_0)$ é avaliado usando-se a equação de estado dos gases ideais: $v = (\bar{R}/M)T/p$ e $v_0 = (\bar{R}/M)T_0/p_0$, então

$$
\begin{aligned}
p_0(v - v_0) &= \frac{\bar{R}}{M}\left(\frac{p_0 T}{p} - T_0\right) \\
&= \frac{8{,}314}{28{,}97}\left(\frac{(1{,}013)(1140)}{7} - 300\right)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
&= -38{,}75 \text{ kJ/kg}
\end{aligned}
$$

Substituindo os valores na expressão anterior para a exergia específica, temos

$$
\begin{aligned}
\mathsf{e} &= (666{,}28 + (-38{,}75) - 258{,}62) \text{ kJ/kg} \\
&= 368{,}91 \text{ kJ/kg}
\end{aligned}
$$

Se os gases forem descarregados diretamente nas vizinhanças, o potencial para o desenvolvimento de trabalho quantificado pelo valor da exergia determinado na solução será desperdiçado. Entretanto, expelindo-se os gases para uma turbina, pode-se produzir algum trabalho. Este princípio é utilizado pelos *turboalimentadores* adicionados a alguns motores de combustão interna.

Teste-Relâmpago

A que altura, em m, deve uma massa de 1 kg ser erguida a partir de uma elevação zero em relação ao ambiente de referência para que sua exergia seja igual à do gás no cilindro? Suponha $g = 9{,}81$ m/s².

Resposta 197 m.

7.3.3 Variação de Exergia

Um sistema fechado em um dado estado pode alcançar novos estados de várias maneiras, inclusive por interações de trabalho e calor com a vizinhança. O valor da exergia associado a um novo estado geralmente difere do valor da exergia do estado inicial. Utilizando a Eq 7.1, podemos determinar a variação de exergia entre dois estados. No estado inicial,

$$\mathsf{E}_1 = (U_1 - U_0) + p_0(V_1 - V_0) - T_0(S_1 - S_0) + \text{EC}_1 + \text{EP}_1$$

No estado final,

$$\mathsf{E}_2 = (U_2 - U_0) + p_0(V_2 - V_0) - T_0(S_2 - S_0) + \text{EC}_2 + \text{EP}_2$$

Subtraindo esses termos obtemos a ***variação de exergia***

variação de exergia

$$\mathsf{E}_2 - \mathsf{E}_1 = (U_2 - U_1) + p_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + (\text{EC}_2 - \text{EC}_1) + (\text{EP}_2 - \text{EP}_1) \tag{7.3}$$

Note que os valores de U_0, V_0, S_0 no estado morto são cancelados quando subtraímos as expressões para E_1 e E_2.

A *variação* de exergia pode ser ilustrada pela Fig.7.4, que mostra a superfície exergia-temperatura-pressão para um gás junto com um contorno de exergia constante projetado nas coordenadas temperatura-pressão. Para um sistema sujeito ao Processo A, a exergia aumenta à medida que o estado *se distancia* do estado morto (de 1 para 2). No Processo B, a exergia diminui à medida que o estado *se aproxima* do estado morto (de 1' para 2').

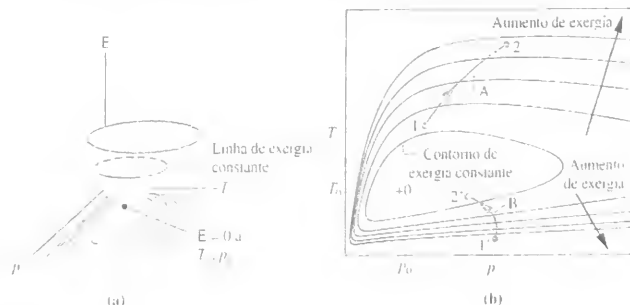



Fig. 7.4 Superfície exergia-temperatura-pressão para um gás. (a) Visão tridimensional. (b) Contorno de exergia constante sobre um diagrama *T-p*.

7.4 *Balanço de Exergia para Sistemas Fechados*

Assim como a energia, a exergia pode ser transferida através da fronteira de um sistema fechado. A variação de exergia de um sistema durante um processo não é necessariamente igual à exergia líquida transferida, porque a exergia pode ser destruída se estiverem presentes irreversibilidades no sistema durante o processo. Os conceitos de variação de exergia, transferência de exergia e destruição de exergia estão relacionados com o balanço de exergia para um sistema fechado, a ser apresentado nesta seção. O conceito de balanço de exergia será estendido para volumes de controle na Seção 7.5. Os balanços de exergia são expressões da segunda lei da termodinâmica e fornecem a base para a análise de exergia.

7.4.1 Apresentação de Balanço de Exergia para um Sistema Fechado

O ***balanço de exergia para um sistema fechado*** é dado pela Eq. 7.4a. Veja o boxe adiante para esse desenvolvimento.

$$\underbrace{\mathsf{E}_2 - \mathsf{E}_1}_{\substack{\text{variação}\\\text{de exergia}}} = \underbrace{\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right)\delta Q - [W - p_0(V_2 - V_1)]}_{\substack{\text{transferências}\\\text{de exergia}}} - \underbrace{T_0\sigma}_{\substack{\text{destruição}\\\text{de exergia}}} \tag{7.4a}$$

balanço de exergia para sistema fechado

Para os estados finais especificados e os valores de p_0 e T_0 dados, a variação de exergia $\mathsf{E}_2 - \mathsf{E}_1$ no lado esquerdo da Eq. 7.4a pode ser avaliada pela Eq. 7.3. Entretanto, os termos sublinhados no lado direito dependem explicitamente da natureza do processo, e não podem ser determinados pelo conhecimento dos estados finais e pelos valores de p_0 e T_0. Esses termos são interpretados nas discussões das Eqs. 7.5 a 7.7, respectivamente.

Desenvolvendo o Balanço de Exergia

O balanço de exergia para um sistema fechado é desenvolvido combinando-se os balanços de energia e entropia para sistema fechado. As formulações dos balanços de energia e entropia usadas são, respectivamente,

$$\Delta U + \Delta\text{EC} + \Delta\text{EP} = \left(\int_1^2 \delta Q\right) - W$$

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b + \sigma$$

onde W e Q representam, respectivamente, trabalho e transferência de calor entre o sistema e a vizinhança. No balanço de entropia, T_b denota a temperatura nas fronteiras do sistema onde δQ ocorre. O termo σ leva em conta a entropia produzida dentro do sistema pelas irreversibilidades internas.

Como primeiro passo na dedução do balanço de exergia, multiplica-se o balanço de entropia pela temperatura T_0 e subtrai-se a expressão resultante do balanço de energia para se obter

$$(\Delta U + \Delta\text{EC} + \Delta\text{EP}) - T_0\Delta S = \left(\int_1^2 \delta Q\right) - T_0\int_1^2\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b - W - T_0\sigma$$

Reunindo os termos que envolvem δQ no lado direito e introduzindo a Eq. 7.3 no lado esquerdo, temos

$$(\mathsf{E}_2 - \mathsf{E}_1) - p_0(V_2 - V_1) = \int_1^2\left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right)\delta Q - W - T_0\sigma$$

Após rearranjo, esta expressão fornece a Eq. 7.4a, o balanço da exergia para sistema fechado.

Visto que a Eq. 7.4a é obtida pela dedução dos balanços de energia e entropia, este não é um resultado independente, mas pode ser usado no lugar do balanço de entropia como uma expressão da segunda lei.

O primeiro termo sublinhado no lado direito da Eq. 7.4 está associado à transferência de calor de ou para o sistema durante o processo. Pode ser interpretado como a ***transferência de exergia associada ao calor.*** Ou seja,

$$\mathsf{E}_q = \begin{bmatrix}\text{transferência de exergia}\\ \text{associada ao calor}\end{bmatrix} = \int_1^2\left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right)\delta Q \tag{7.5}$$

transferência de exergia associada ao calor

onde T_b denota a temperatura na fronteira em que ocorre a transferência de calor.

O segundo termo sublinhado no lado direito da Eq. 7.4a está associado ao trabalho. Pode ser interpretado como a ***transferência de exergia associada ao trabalho***. Ou seja,

transferência de exergia associada ao trabalho

$$\mathsf{E}_w = \begin{bmatrix} \text{transferência de } exergia \\ \text{associada ao trabalho} \end{bmatrix} = [W - p_0(V_2 - V_1)] \qquad (7.6)$$

O terceiro termo sublinhado no lado direito da Eq. 7.4a leva em conta a ***destruição de exergia*** em virtude das irreversibilidades no interior do sistema. É simbolizado por E_d. Desta forma,

destruição de exergia

$$\mathsf{E}_d = T_0\sigma \qquad (7.7)$$

Com as Eqs. 7.5, 7.6 e 7.7, a Eq. 7.4a é expressa, alternativamente, como

$$\mathsf{E}_2 - \mathsf{E}_1 = \mathsf{E}_q - \mathsf{E}_w - \mathsf{E}_d \qquad (7.4b)$$

Assim, tendo-se por base o próprio conceito de exergia (Seção 7.2.2), a transferência de exergia é conceituada em termos de trabalho. Veja o boxe adiante para um resumo.

Conceituação de Transferência de Exergia

Na análise da exergia, a transferência de calor e o trabalho são expressos em termos de uma *medida comum* trabalho *totalmente disponível* para levantar um peso, ou, de forma equivalente, como trabalho elétrico ou trabalho de eixo. Essa é a importância das expressões de transferência de exergia dadas pelas Eqs. 7.5 e 7.6, respectivamente.

Sem considerar a natureza das proximidades com as quais o sistema está *realmente* interagindo, interpretamos as *magnitudes* dessas transferências de exergia como o trabalho teórico máximo que *pode* ser desenvolvido caso o sistema interaja com o ambiente, como se segue:

- ▶ Reconhecendo o termo $(1 - T_0/T_b)$ como a eficiência Carnot (Eq. 5.9), a quantidade $(1 - T_0/T_b)\delta Q$ que aparece na Eq. 7.5 é interpretada como o trabalho desenvolvido por um ciclo de potência reversível recebendo a energia δQ por transferência de calor a uma temperatura T_b e descarregando energia por transferência de calor no ambiente a uma temperatura $T_0 < T_b$. Quando T_b é inferior a T_0, consideramos que o trabalho desenvolvido por um ciclo de potência reversível recebe uma transferência de calor do ambiente a T_0 e descarregando δQ a uma temperatura $T_b < T_0$.
- ▶ A transferência de exergia dada pela Eq. 7.6 é o trabalho W do sistema menos o trabalho requerido para se deslocar o ambiente cuja pressão é p_0, em outras palavras $p_0(V_2 - V_1)$.

Veja o Exemplo 7.2 para uma ilustração dessas interpretações.

Em suma, em cada uma de suas formas, a Eq. 7.4 expressa que a variação de exergia em um sistema fechado ocorre em virtude da transferência de exergia e pela destruição de exergia em virtude das irreversibilidades no interior do sistema.

Na aplicação do balanço de exergia, é essencial observar os requisitos impostos pela segunda lei na destruição de exergia: de acordo com a segunda lei, a destruição de exergia é positiva quando há irreversibilidades presentes no interior do sistema durante o processo e desaparecem no caso-limite, em que não há irreversibilidades. Ou seja,

$$\mathsf{E}_d \begin{cases} >0 & \text{irreversibilidades presentes no sistema} \\ =0 & \text{ausência de irreversibilidades no sistema} \end{cases} \qquad (7.8)$$

O valor da destruição de exergia não pode ser negativo. Além disso, a destruição de exergia *não* é uma propriedade. Por outro lado, a exergia *é* uma propriedade e, assim como outras propriedades, a *variação* de exergia de um sistema pode ser positiva, negativa ou nula.

$$\mathsf{E}_2 - \mathsf{E}_1 : \begin{cases} >0 \\ =0 \\ <0 \end{cases}$$

Para um sistema *isolado*, não ocorrem interações de calor ou trabalho com a vizinhança, e portanto não ocorrem transferências de exergia entre o sistema e a vizinhança. Conseqüentemente, o balanço de exergia se reduz a

$$\Delta\mathsf{E}]_{isol} = -\mathsf{E}_d]_{isol} \qquad (7.9)$$

Visto que a destruição de exergia deve ser positiva em qualquer processo real, os únicos processos de um sistema isolado que ocorrem são aqueles para os quais a exergia de um sistema isolado *diminui*. Para a exergia, essa conclusão é a equivalência do princípio do aumento de entropia (Seção 6.8.1) e, assim como o princípio do aumento de entropia, pode ser considerada um enunciado alternativo da segunda lei.

No Exemplo 7.2, consideramos a variação de exergia, a transferência de exergia e a destruição de exergia para o processo da água considerado no Exemplo 6.1. Este exemplo deve ser rapidamente revisto antes de estudarmos o exemplo atual.

Exemplo 7.2 ANÁLISE DA VARIAÇÃO, DA TRANSFERÊNCIA E DA DESTRUIÇÃO DE EXERGIA

Um conjunto cilindro-pistão contém água inicialmente a 150°C (423,15 K). A água é aquecida até o estado de vapor saturado correspondente em um processo internamente reversível a temperatura e pressão constantes. Para T_0 = 20°C (293,15 K), p_0 = 1 bar e ignorando os efeitos de movimento e da gravidade, determine, em kJ/kg, (a) a variação de exergia, (b) a transferência de exergia associada ao calor, (c) a transferência de exergia associada ao trabalho e (d) a destruição de exergia.

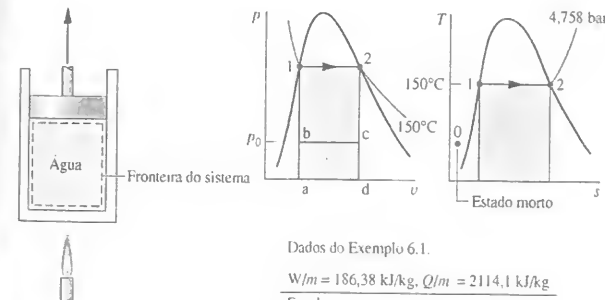
Solução

Dado: Água contida em um conjunto cilindro-pistão é submetida a um processo internamente reversível a 150°C, de líquido saturado a vapor saturado.

Pede-se: Determine a variação de exergia, as transferências de exergia associadas ao calor e ao trabalho e a destruição de exergia.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Dados do Exemplo 6.1.

W/m = 186,38 kJ/kg, Q/m = 2114,1 kJ/kg

Estado	v (m³/kg)	u (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
1	$1{,}0905\times10^{-3}$	631,68	1,8418
2	0,3928	2559,5	6,8379

Modelo de Engenharia

1. A água no conjunto cilindro-pistão é um sistema fechado.
2. O processo é internamente reversível.
3. A temperatura e a pressão são constantes durante o processo.
4. Ignore os efeitos de movimento e gravidade.
5. T_0 = 293,15 K, p_0 = 1 bar.

Fig. E7.2

Análise:

(a) Utilizando-se a Eq. 7.3 junto com a hipótese 4, tem-se por unidade de massa

$$\mathsf{e}_2 - \mathsf{e}_1 = u_2 - u_1 + p_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) \qquad (a)$$

Com os dados da Fig. E7.2,

$$\mathsf{e}_2 - \mathsf{e}_1 = (2559{,}5 - 631{,}68)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \left(1{,}0 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)(0{,}3928 - (1{,}0905 \times 10^{-3}))\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\text{N}\cdot\text{m}}\right|$$

$$-293{,}15\ \text{K}\,(6{,}8379 - 1{,}8418)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$= (1927{,}82 + 39{,}17 - 1464{,}61)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 502{,}38\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

(b) Notando-se que a temperatura permanece constante, a Eq. 7.5 por unidade de massa fica

$$\frac{\mathsf{E}_q}{m} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\frac{Q}{m} \qquad (b)$$

Com $Q/m = 2114,1$ kJ/kg da Fig. E7.2,

$$\frac{\mathsf{E}_q}{m} = \left(1 - \frac{293,15 \text{ K}}{423,15 \text{ K}}\right)\left(2114,1\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 649,49\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

(c) Com $W/m = 186,38$ kJ/kg na Fig. E7.2 e $p_0(v_2 - v_1) = 39,17$ kJ/kg do item (a), a Eq. 7.6 fornece, por unidade de massa,

$$\frac{\mathsf{E}_w}{m} = \frac{W}{m} - p_0(v_2 - v_1) \qquad \text{(c)}$$

$$= (186,38 - 39,17)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 147,21\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

(d) Visto que o processo é internamente reversível, a destruição de exergia é necessariamente zero. Isto pode ser checado pela inserção dos resultados dos itens (a) a (c) em um balanço de exergia. Dessa forma, resolvendo a Eq. 7.4b para a destruição de exergia por unidade de massa, avaliando os termos e permitindo o arredondamento, obtemos

$$\frac{\mathsf{E}_d}{m} = -(\mathsf{e}_2 - \mathsf{e}_1) + \frac{\mathsf{E}_q}{m} - \frac{\mathsf{E}_w}{m}$$

$$= (-502,38 + 649,49 - 147,21)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 0$$

Alternativamente, a destruição de exergia pode ser avaliada por meio da Eq. 7.7 juntamente com a produção de entropia obtida a partir do balanço de entropia. Isto é deixado como exercício.

---

① Reconhecendo o termo $(1 - T_0/T)$ como a eficiência de Carnot (Eq. 5.9), podemos interpretar o lado direito da Eq. (b) como o trabalho que *pode* ser desenvolvido por um ciclo de potência reversível ao receber a energia Q/m à temperatura T e descarregar energia por transferência de calor no ambiente a T_0.

② O lado direito da Eq. (c) mostra que, *se* o sistema estiver interagindo com o ambiente, todo o trabalho W/m, representado pela área 1-2-d-a-1 no diagrama *p–v* da Fig. E7.2 não estará totalmente apto a levantar um peso. Uma porção seria gasta em pressionar em parte o ambiente à pressão p_0. Essa parcela é dada por $p_0(v_2 - v_1)$, e é representada pela área a-b-c-d-a no diagrama *p–v* da Fig. E7.2.

Teste-Relâmpago

Considerando que a mudança de líquido saturado para vapor saturado ocorre a 100°C (373,15 K), avalie as transferências de exergia associadas ao calor e ao trabalho, ambas em kJ/kg.

Resposta 484,0.

7.4.2 Balanço da Taxa de Exergia para Sistemas Fechados

Tal como ocorre para os balanços de massa, energia e entropia, o balanço de exergia pode ser expresso de formas variadas que podem ser mais adequadas para determinados tipos de análise. Uma forma conveniente é a *taxa do balanço de exergia para um sistema fechado* dada por

$$\frac{d\mathsf{E}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j - \left(\dot{W} - p_0\frac{dV}{dt}\right) - \dot{\mathsf{E}}_d \qquad (7.10)$$

onde $d\mathsf{E}/dt$ é a taxa temporal de variação de exergia. O termo $(1 - T_0/T_j)\dot{Q}_j$ representa a taxa temporal de transferência de exergia que acompanha a transferência de calor à taxa $\dot{Q}_j$, que ocorre nos pontos da fronteira em que a temperatura instantânea é T_j. O termo $\dot{W}$ representa a taxa temporal de transferência de energia por trabalho. A taxa de transferência de exergia é dada por $(\dot{W} - p_0 dV/dt)$, onde dV/dt é a taxa de variação temporal do volume do sistema. O termo $\dot{\mathsf{E}}_d$ leva em conta a taxa temporal de destruição de exergia em virtude das irreversibilidades presentes no sistema.

Em regime permanente, $d\mathsf{E}/dt = dV/dt = 0$, e a Eq. 7.10 se reduz, fornecendo ***o balanço da taxa de exergia em regime permanente***.

balanço da taxa de exergia para sistema fechado em regime permanente

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j - \dot{W} - \dot{\mathsf{E}}_d \qquad (7.11a)$$

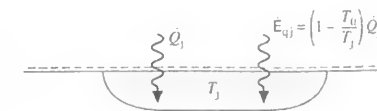
Note que, para um sistema em regime permanente, a taxa de transferência de exergia associada a $\dot{W}$ é simplesmente a potência.

A taxa de transferência de exergia associada à transferência de calor à taxa $\dot{Q}_j$ que ocorre onde a temperatura é T_j é expressa de forma compacta por

$$\dot{\mathsf{E}}_{qj} = \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j \qquad (7.12)$$

Usando-se a Eq. 7.12, a Eq. 7.11a fornece

$$0 = \sum_j \dot{\mathsf{E}}_{qj} - \dot{W} - \dot{\mathsf{E}}_d \qquad (7.11b)$$

Nas Eqs. 7.11, a taxa de destruição de exergia no interior do sistema, $\dot{\mathsf{E}}_d$, está relacionada à taxa de produção de entropia no interior do sistema por $\dot{\mathsf{E}}_d = T_0\dot{\sigma}$.

7.4.3 Destruição e Perda de Exergia

A maioria dos sistemas térmicos é abastecida com influxos de exergia derivados direta ou indiretamente do consumo de combustíveis fósseis. Conseqüentemente, destruições e perdas *evitáveis* de exergia representam um desperdício desses recursos. Por meio do desenvolvimento de caminhos para se reduzirem tais ineficiências, pode-se fazer um melhor uso desses combustíveis. O balanço de exergia pode ser aplicado para determinar a localização, os tipos e a verdadeira magnitude do desperdício de recursos energéticos e, assim, pode representar uma parte importante no desenvolvimento de estratégias para um uso mais eficiente dos combustíveis.

No Exemplo 7.3, as formulações dos balanços das taxas de energia e exergia para um sistema fechado em regime permanente são aplicadas a uma parede de um forno para se avaliarem a destruição e a perda de exergia que são interpretadas em termos de uso de combustíveis fósseis.

Exemplo 7.3 AVALIAÇÃO DA DESTRUIÇÃO DE EXERGIA NA PAREDE DE UM FORNO

A parede de um forno industrial de secagem é construída utilizando-se 0,066 m de espessura de isolante com condutividade térmica $\kappa = 0,05 \times 10^{-3}$ kW/m · K entre duas placas finas de metal. Em regime permanente, a placa de metal interna está a $T_1 = 575$ K e a placa externa está a $T_2 = 310$ K. A temperatura varia linearmente através da parede. A temperatura das proximidades do forno é, em média, 293 K. Determine, em kW por m² de área da superfície da parede, (a) a taxa de transferência de calor através da parede, (b) as taxas de transferência de exergia associadas à transferência de calor nas superfícies interna e externa da parede e (c) a taxa de destruição de exergia na parede. Adote $T_0 = 293$ K.

Solução:

Dado: os valores da temperatura, da condutividade térmica e da espessura da parede são fornecidos para uma parede plana em regime permanente.

Pede-se: Para a parede, determine (a) a taxa de transferência de calor através da parede, (b) as taxas de transferência de exergia associadas à transferência de calor nas superfícies interna e externa da parede e (c) a taxa de destruição de exergia, para cada m² de área da superfície da parede.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

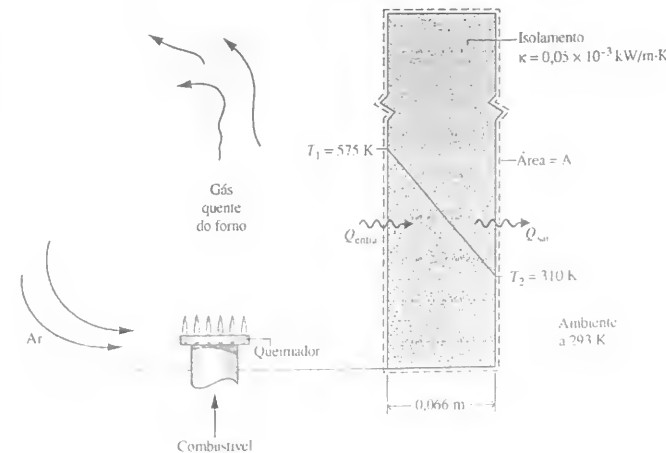



Fig. E7.3

Modelo de Engenharia

1. O sistema fechado mostrado na figura correspondente esta em regime permanente
2. A temperatura varia linearmente através da parede.
3. $T_0 = 293$ K.

Análise: (a) Em regime permanente, um balanço da taxa de energia para o sistema se reduz a $\dot{Q}_{entra} = \dot{Q}_{sai}$ — em outras palavras, as taxas de transferência de calor para dentro e para fora da parede são iguais. Admita que $\dot{Q}$ indica a transferência de calor comum. Usando a Eq 2.3.1 com a hipótese 2, a taxa de transferência de calor é dada por

$$(\dot{Q}/A) = -\kappa\left[\frac{T_2 - T_1}{L}\right]$$

$$= -\left(0{,}05 \times 10^{-3}\frac{\text{kW}}{\text{m}\cdot\text{K}}\right)\left[\frac{(310 - 575)\text{ K}}{0{,}066\text{ m}}\right] = 0{,}2\frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

(b) As taxas de transferência de exergia associadas à transferência de calor são avaliadas por meio da Eq. 7.12 Na superfície interna

$$(\dot{E}_{q1}/A) = \left[1 - \frac{T_0}{T_1}\right](\dot{Q}/A)$$

$$= \left[1 - \frac{293}{575}\right]\left(0{,}2\frac{\text{kW}}{\text{m}^2}\right) = 0{,}1\frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

Na superfície externa

$$(\dot{E}_{q2}/A) = \left[1 - \frac{T_0}{T_2}\right](\dot{Q}/A)$$

① $$= \left[1 - \frac{293}{310}\right]\left(0{,}2\frac{\text{kW}}{\text{m}^2}\right) = 0{,}01\frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

(c) A taxa de destruição de exergia na parede é avaliada por meio do balanço da taxa de exergia Como $\dot{W} = 0$, a Eq. 7.11b fornece

② $$(\dot{E}_d/A) = (\dot{E}_{q1}/A) - (\dot{E}_{q2}/A)$$

③ $$= (0{,}1 - 0{,}01)\frac{\text{kW}}{\text{m}^2} = 0{,}09\frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

① As taxas de transferência de calor são as mesmas na parede interna e na parede externa, mas as taxas de transferência de exergia nesses locais são muito diferentes. A taxa de transferência de exergia na parede interna a alta temperatura é 10 vezes a taxa de transferência de exergia na parede externa a baixa temperatura. Em cada um desses locais a transferência de exergia fornece uma medida mais fiel do valor termodinâmico do que a taxa de transferência de calor. Isto é claramente visto na parede externa, onde a pequena transferência de exergia indica o potencial mínimo para uso e, portanto, o valor termodinâmico mínimo.

② A exergia transferida para a parede a $T_1 = 575$ K ou é destruída no interior da parede devido à transferência de calor espontânea ou é transferida para fora da parede a $T_2 = 310$ K, onde é *perdida* para a vizinhança. A exergia transferida para a vizinhança associada ao calor perdido, como no presente caso, acaba sendo destruída na vizinhança. Um isolamento mais grosso e/ou um isolamento com um valor de condutividade térmica menor reduziria a taxa de transferência de calor e, dessa forma, diminuiria a destruição e a perda de exergia.

③ Neste exemplo, a exergia destruída e perdida tem origem no combustível fornecido Desse modo, medidas eficientes em termos de custo para reduzir a destruição e a perda de exergia gera benefícios na economia de combustível.

Teste-Relâmpago

Considerando que a condutividade térmica fosse reduzida para $0{,}04 \times 10^{-3}$ kW/m · K, devido a uma escolha diferente do material de isolamento, enquanto a espessura do isolamento fosse aumentada para 0,076 m, determine a taxa de destruição de exergia na parede, em kW por m² de área da superfície da parede, mantendo as mesmas temperaturas das paredes e das proximidades.

Resposta 0,06 kW/m².

7.4.4 Balancete de Exergia

balancete de exergia

No próximo exemplo, reconsideraremos a caixa de redução dos Exemplos 2.4 e 6.4 a partir de uma perspectiva de exergia para apresentar o ***balancete de exergia***, no qual os diversos termos de um balanço de exergia para um sistema são sistematicamente avaliados e comparados.

Novos horizontes

Prevê-se que as reservas convencionais de petróleo entrarão em franco declínio nos próximos anos. Mas o impacto poderia ser diminuído se fossem desenvolvidas tecnologias eficazes em termos de custo e ecologicamente corretas para extrair substâncias semelhantes ao petróleo a partir de abundantes depósitos de xisto e areias betuminosas nos EUA e no Canadá. Os meios de produção disponíveis atualmente são caros e ineficientes em termos de demanda de exergia para explodir, escavar, transportar, esmagar e aquecer os materiais para transformá-los em petróleo Os meios de produção atuais não só aumentam a escassez de gás natural e de grandes montantes de água, mas também podem causar danos ambientais em larga escala. Embora recompensas significativas esperem os que trabalham no desenvolvimento de tecnologias aprimoradas, os desafios são também significativos. Alguns defendem esforços bem direcionados para o uso do petróleo de forma mais eficiente e para o desenvolvimento de alternativas aos combustíveis fósseis.

Exemplo 7.4 BALANCETE DE EXERGIA PARA UMA CAIXA DE REDUÇÃO

Para a caixa de redução dos Exemplos 2.4 e 6.4(a), desenvolva um balancete completo de exergia para a potência de acionamento. Adote $T_0 = 293$K.

Solução

Dado: Uma caixa de redução opera em regime permanente com valores conhecidos para as potências de acionamento e de saída, e para a taxa de transferência de calor. A temperatura na superfície externa também é conhecida

Pede-se: Desenvolva um balancete completo de exergia para a potência de acionamento.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

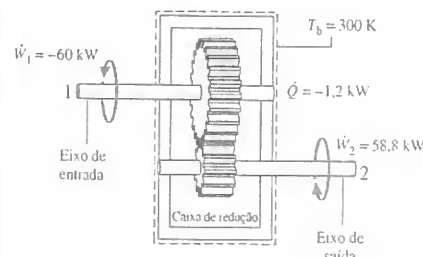



Fig. E7.4

Modelo de Engenharia:

1. A caixa de redução é considerada um sistema fechado que opera em regime permanente.
2. A temperatura na superfície externa não varia.
3. $T_0 = 293$ K.

Análise: Como a caixa de redução está em regime permanente, a taxa de transferência de exergia associada à potência é simplesmente a potência. Consequentemente, a exergia é transferida *para dentro* da caixa de redução pelo eixo de alta velocidade a uma taxa igual à potência de *acionamento*, 60 kW, e a exergia é transferida *para fora* da caixa pelo eixo de baixa velocidade a uma taxa igual à potência de *saída*, 58,8 kW. Além disso, a exergia é transferida para fora, acompanhando a perda de calor, e é destruída pelas irreversibilidades no interior da caixa de redução.

A taxa de transferência de exergia associada à transferência de calor é avaliada a partir da Eq. 7.12. Ou seja,

$$\dot{E}_q = \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right)\dot{Q}$$

Com $\dot{Q} = -1{,}2$ kW e $T_b = 300$ K da Fig. E7.4, temos

$$\dot{E}_q = \left(1 - \frac{293}{300}\right)(-1{,}2\text{ kW})$$

$$= -0{,}03\text{ kW}$$

onde o sinal negativo indica transferência de exergia *do* sistema.

A taxa de destruição de exergia é avaliada por meio do balanço da taxa de exergia. Reorganizando, e observando que $\dot{W} = \dot{W}_1 + \dot{W}_2 = -1{,}2$ kW, a Eq. 7.11b fornece

① $$\dot{E}_d = \dot{E}_q - \dot{W} = -0{,}03\text{ kW} - (-1{,}2\text{ kW}) = 1{,}17\text{ kW}$$

A análise pode ser resumida na seguinte *folha de balancete*, em termos das magnitudes da exergia em uma base de taxa:

Taxa de exergia entrando:	
eixo de alta velocidade	60,00 kW (100%)
Distribuição da exergia:	
• Taxa de exergia saindo	
eixo de baixa velocidade	58,80 kW (98%)
calor perdido	0,03 kW (0,05%)
• Taxa de destruição de exergia	1,17 kW (1,95%)
	60,00 kW (100%)

❶ Alternativamente, a taxa de destruição de exergia é calculada a partir de $\dot{E}_d = T_0\dot{\sigma}$, onde $\dot{\sigma}$ é a taxa de produção da entropia. Da solução do Exemplo 6.4(a), $\dot{\sigma} = 4 \times 10^{-3}$ kW/K. Então,

$$\begin{aligned}\dot{E}_d &= T_0\dot{\sigma} \\ &= (293\ \text{K})(4 \times 10^{-3}\ \text{kW/K}) \\ &= 1{,}17\ \text{kW}\end{aligned}$$

❷ A diferença entre a entrada e a saída de potência deve-se, principalmente, à destruição de exergia e, em segundo plano, à transferência de exergia que acompanha a transferência de calor, a qual, em comparação, é pequena. O balancete de exergia proporciona uma imagem mais nítida do desempenho do que o balancete de energia do Exemplo 2.4, que ignora os efeitos das irreversibilidades no interior do sistema e exagera a importância da transferência de calor.

Teste-Relâmpago

Inspecionando o balancete de exergia, especifique a eficiência baseada na exergia para a caixa de redução.

Resposta 98%.

7.5 Balanço da Taxa de Exergia para Volumes de Controle em Regime Permanente

Nesta seção, o balanço de exergia é estendido para uma forma aplicável a volumes de controle em regime permanente. A formulação de volume de controle é geralmente a mais útil em análises de engenharia.

O balanço da exergia em forma de taxa para um volume de controle pode ser deduzido por meio de uma abordagem semelhante àquela empregada no boxe da Seção 4.1, onde a formulação de volume de controle para o balanço da taxa de massa é obtida pela transformação da formulação do sistema fechado. Entretanto, assim como nos desenvolvimentos dos balanços das taxas de energia e entropia para volumes de controle (Seções 4.4 e 6.9, respectivamente), a presente dedução é conduzida menos formalmente através de uma modificação da formulação em termos de taxa para um sistema fechado, Eq. 7.10, de modo a levar em conta as transferências de exergia nas entradas e saídas. O resultado é

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0\frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \underline{\sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs}} - \dot{E}_d$$

onde os termos sublinhados representam a transferência de exergia, com massa entrando e saindo do volume de controle, respectivamente.

Em regime permanente, $dE_{vc}/dt = dV_{vc}/dt = 0$, obtendo-se assim o ***balanço de exergia para regime permanente em termos de taxa***,

balanço da taxa de exergia para regime permanente: volumes de controle

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs} - \dot{E}_d \qquad (7.13a)$$

onde e_{fe} denota a exergia por unidade de massa que atravessa a entrada e e e_{fs} denota a exergia por unidade de massa que atravessa a saída s. Esses termos, conhecidos como ***exergia específica de fluxo***, são expressos por

exergia específica de fluxo

$$e_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \qquad (7.14)$$

onde h e s representam a entalpia e a entropia específicas, respectivamente, na entrada ou na saída consideradas; h_0 e s_0 representam os respectivos valores dessas propriedades quando avaliadas em T_0, p_0. Veja o boxe para a dedução da Eq. 7.14.

Avaliação da Exergia Específica de Fluxo

A exergia associada a uma corrente de matéria é o trabalho teórico máximo que *pode* ser obtido *conforme* a corrente alcança o estado morto, enquanto a transferência de calor só ocorre com o ambiente a T_0. O trabalho desenvolvido é totalmente disponível para erguer um peso ou, de forma equivalente, como trabalho elétrico ou trabalho de eixo.

Para avaliar a exergia associada à corrente no estado dado por h, s, V e z, pense em uma corrente que é alimentada conforme o volume de controle que opera em regime permanente mostrado na Fig. 7.5. Na saída do volume de controle, as respectivas propriedades são as correspondentes ao estado morto: h_0, s_0, $V_0 = 0$, $z_0 = 0$.

Quanto ao volume de controle da Fig. 7.5, os balanços de energia e entropia são dados, respectivamente, por

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h - h_0) + \frac{(V^2 - (0)^2)}{2} + g(z - 0)\right] \qquad (a)$$

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{T_0} + \dot{m}(s - s_0) + \dot{\sigma}_{vc} \qquad (b)$$

Eliminando $\dot{Q}_{vc}$ entre as Eqs. (a) e (b), o trabalho desenvolvido por unidade de massa em escoamento é

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = \underline{\left[(h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz\right]} - T_0\left(\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}}\right) \qquad (c)$$

O valor do termo sublinhado na Eq. (c) é determinado por dois estados: o estado dado e o estado morto. Entretanto, o valor do termo de produção de entropia, que não pode ser negativo, depende da natureza do fluxo. Portanto, o trabalho máximo teórico que pode ser desenvolvido, por unidade de massa em escoamento, corresponde ao valor zero para produção de entropia — ou seja, quando o fluxo através do volume de controle da Fig. 7.5 é internamente reversível. A exergia específica de fluxo, e_f, é esse valor máximo do trabalho, e assim a Eq. 7.14 é considerada uma expressão apropriada.

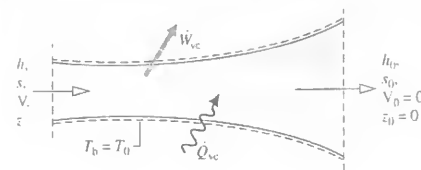



Fig. 7.5 Volume de controle utilizado para avaliação da exergia específica de fluxo de uma corrente.

O balanço da taxa de exergia em regime permanente, dado pela Eq. 7.13a, pode ser expresso de forma mais compacta pela Eq. 7.13b

$$0 = \sum_j \dot{E}_{qj} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{E}_{fe} - \sum_s \dot{E}_{fs} - \dot{E}_d \qquad (7.13b)$$

onde

$$\dot{E}_{qj} = \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j \qquad (7.15)$$

$$\dot{E}_{fe} = \dot{m}_e e_{fe} \qquad (7.16a)$$

$$\dot{E}_{fs} = \dot{m}_s e_{fs} \qquad (7.16b)$$

são as taxas de transferência de exergia. A Equação 7.15 tem a mesma interpretação dada para a Eq. 7.5 apresentada anteriormente, mas com base em uma taxa temporal. Observe também que, em regime permanente, a taxa de transferência de exergia associada à potência $\dot{W}_{vc}$ é simplesmente a potência. Finalmente, a taxa de destruição de exergia dentro do volume de controle, $\dot{E}_d$, está relacionada à taxa de produção de entropia por $T_0\dot{\sigma}_{vc}$.

Tome Nota...

Quando a taxa de destruição de exergia $\dot{E}_d$ é o objetivo, ela pode ser determinada tanto de um balanço da taxa de exergia como de $\dot{E}_d = T_0\dot{\sigma}_{vc}$, onde $\dot{\sigma}_{vc}$ é a taxa de produção de entropia avaliada a partir de um balanço da taxa de entropia. O segundo desses procedimentos normalmente requer menos avaliações de propriedades e menos computações.

Se houver uma única entrada e uma única saída, indicadas por 1 e 2, respectivamente, o balanço da taxa de exergia em regime permanente, Eq. 7.13a, se reduz a

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \dot{m}(e_{f1} - e_{f2}) - \dot{E}_d \tag{7.17}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica. O termo $(e_{f1} - e_{f2})$ é avaliado por meio da Eq. 7.14 como

$$e_{f1} - e_{f2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \tag{7.18}$$

7.5.1 Comparação entre Energia e Exergia para Volumes de Controle em Regime Permanente

Embora energia e exergia tenham unidades em comum e a transferência de exergia acompanhe a transferência de energia, os conceitos de energia e exergia são *fundamentalmente diferentes*. A energia e a exergia se relacionam, respectivamente, com a primeira e a segunda lei da termodinâmica:

- A energia se *conserva*. A exergia é *destruída* pelas irreversibilidades.
- A exergia expressa a transferência de energia por trabalho, calor e fluxo de massa em termos de uma *medida comum*, relacionada com a disponibilidade — ou seja, o trabalho que está *totalmente disponível* para o levantamento de um peso ou, de modo equivalente, como trabalho de eixo ou trabalho elétrico.

POR EXEMPLO... A Fig. 7.6a mostra as taxas de transferência de energia para um volume de controle em regime permanente com uma entrada e uma saída. Isto inclui as transferências de energia por trabalho e por calor e as transferências de energia para dentro e para fora associadas ao fluxo de massa através da fronteira. A Fig. 7.6b mostra o mesmo volume de controle, mas agora com as taxas de transferência de exergia indicadas. Observe que as *magnitudes* das transferências de exergia associadas à transferência de calor e ao fluxo de massa *diferem* das magnitudes das transferências de energia correspondentes. Essas taxas de transferência de exergia são calculadas por meio das Eqs. 7.15 e 7.16, respectivamente. Em regime permanente, a taxa de transferência de exergia associada à potência $\dot{W}_{vc}$ é simplesmente a potência. De acordo com o princípio da conservação de energia, a taxa total de entrada de energia no volume de controle é *igual* à taxa total de saída. Entretanto, a taxa total de exergia que entra no volume de controle *excede* a taxa à qual a exergia sai. A diferença entre esses valores de exergia é a taxa à qual a exergia é destruída por irreversibilidades, de acordo com a segunda lei.

Resumindo, a exergia fornece uma imagem mais nítida de desempenho do que a energia porque a exergia expressa todas as transferências de energia em uma base comum e considera de forma explícita os efeitos das irreversibilidades através do conceito de destruição de exergia.

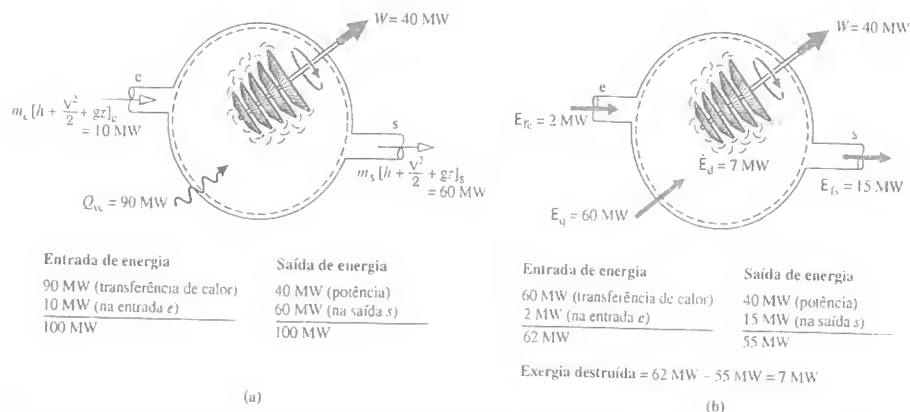



Fig. 7.6 Comparação entre energia e exergia para um volume de controle em regime permanente. (a) Análise de energia (b) Análise de exergia.

7.5.2 Avaliação da Destruição de Exergia em Volumes de Controle em Regime Permanente

Os exemplos a seguir ilustram o uso dos balanços das taxas de massa, energia e exergia para a análise da destruição de exergia para volumes de controle em regime permanente. Os valores numéricos de propriedades também exercem papel importante na determinação de soluções. O primeiro exemplo envolve a expansão de vapor através de uma válvula (um processo de estrangulamento, Seção 4.10). De uma perspectiva energética, a expansão ocorre sem perdas. Ainda assim, conforme apresenta o Exemplo 7.5, a válvula é um local de ineficiências quantificadas termodinamicamente em termos de destruição de exergia.

Exemplo 7.5 DESTRUIÇÃO DE EXERGIA EM UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO

Vapor d'água superaquecido entra em uma válvula a 500 lbf/in² (3,4 MPa) e 500°F (260,0°C) e sai a uma pressão de 80 lbf/in² (551,6 kPa). A expansão é um processo de estrangulamento. Determine a destruição de exergia por unidade de massa, em Btu/lb. Considere T_0 = 77°F (25,0°C), p_0 = 1 atm.

Solução

Dado: Vapor d'água expande-se em um processo de estrangulamento através de uma válvula a partir de um estado de entrada especificado até uma determinada pressão na saída.

Pede-se: Determine a destruição de exergia por unidade de massa.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

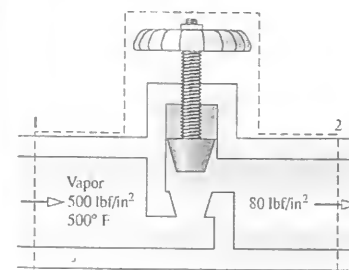



Fig. E7.5

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura correspondente está em regime permanente.
2. Para o processo de estrangulamento, $\dot{Q}_{vc} = \dot{W}_{vc} = 0$, e os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados.
3. T_0 = 77°F, p_0 = 1 atm.

Análise: O estado na entrada encontra-se especificado. Pode-se determinar o estado na saída simplificando-se os balanços das taxas de massa e energia em regime permanente para obter-se

$$h_2 = h_1 \tag{a}$$

Assim, o estado na saída é determinado por p_2 e h_2. A partir da Tabela A-4E, h_1 = 1231,5 Btu/lb, s_1 = 1,4923 Btu/lb · °R. Interpolando-se para uma pressão de 80 lbf/in² com $h_2 = h_1$, a entropia específica na saída é s_2 = 1,680 Btu/lb · °R.

Com as hipóteses listadas, a formulação do balanço da taxa de exergia em regime permanente, Eq. 7.17, fica reduzida a

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\overset{0}{\dot{Q}_j} - \overset{0}{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}(e_{f1} - e_{f2}) - \dot{E}_d$$

Dividindo-se pela vazão mássica $\dot{m}$ e resolvendo, a destruição de exergia por unidade de massa é

$$\frac{\dot{E}_d}{\dot{m}} = (e_{f1} - e_{f2}) \tag{b}$$

Apresentando a Eq. 7.18, usando a Eq. (a) e ignorando os efeitos de movimento e gravidade,

$$e_{f1} - e_{f2} = \overset{0}{(h_1 - h_2)} - T_0(s_1 - s_2) + \overset{0}{\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}} + \overset{0}{g(z_1 - z_2)}$$

a Eq. (b) torna-se

① $$\frac{\dot{E}_d}{\dot{m}} = T_0(s_2 - s_1)$$

Inserindo os valores,

$$\frac{\dot{E}_d}{\dot{m}} = 537°\text{R}\,(1{,}680 - 1{,}4923)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot°\text{R}} = 100{,}8\ \text{Btu/lb}$$

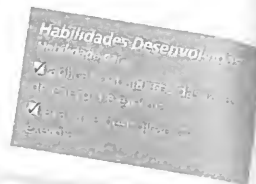
A Equação (c) pode ser obtida alternativamente a partir da relação $\dot{E}_d = T_0\dot{\sigma}_{vc}$ e em seguida fazendo-se uma avaliação da taxa de produção de entropia $\dot{\sigma}_{vc}$ através de um balanço de entropia. Os detalhes são deixados como exercício.

A energia se conserva no processo de estrangulamento, mas a exergia é destruída. A fonte de destruição da exergia é a expansão não-controlada que ocorre.

Teste-Relâmpago

Para o ar considerado um gás ideal e submetido a um processo de estrangulamento, determine a destruição de exergia, em Btu por lb de ar, para as mesmas condições de entrada e saída e para a mesma pressão na saída do exemplo anterior.

Resposta 67,5 Btu/lb.

Embora os trocadores de calor, sob uma perspectiva energética, aparentem operar sem perdas quando não se considera o calor perdido para o ambiente, eles são uma fonte de ineficiências termodinâmicas quantificadas pela destruição de exergia. Isto é ilustrado no Exemplo 7.6.

Exemplo 7.6 DESTRUIÇÃO DE EXERGIA EM UM TROCADOR DE CALOR

Ar comprimido entra em um trocador de calor em contracorrente operando em regime permanente a 610 K e 10 bar e sai a 860 K e 9,7 bar. Gás de combustão quente entra como um fluxo separado a 1020 K e 1,1 bar e sai a 1 bar. Cada fluxo tem uma vazão mássica de 90 kg/s. A transferência de calor entre a superfície exterior do trocador de calor e a vizinhança pode ser ignorada. Os efeitos de movimento e gravidade são desprezíveis. Admitindo que o fluxo do gás de combustão tem as propriedades do ar e usando o modelo de gás ideal para ambos os fluxos, determine para o trocador de calor:

(a) a temperatura de saída do gás de combustão, em K.
(b) a variação líquida da taxa de exergia de fluxo entre a entrada e a saída de cada fluxo, em MW.
(c) A taxa de exergia destruída, em MW.

Considere $T_0 = 300$ K, $p_0 = 1$ bar.

Solução

Dado: São fornecidos dados para um trocador de calor de correntes opostas operando em regime permanente.

Pede-se: Para o trocador, determine a temperatura de saída do gás de combustão, a variação da taxa de exergia de fluxo entre a entrada e a saída de cada fluxo e a taxa de exergia destruída.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

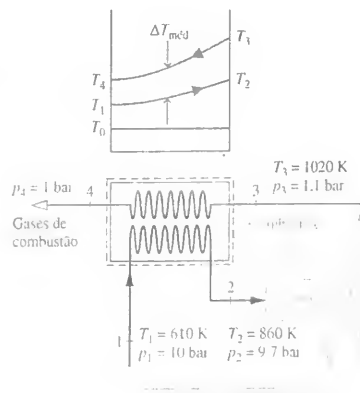



Fig. E7.6

Modelo da Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura correspondente está em regime permanente.
2. Para o volume de controle, $\dot{Q}_{vc} = 0$, $\dot{W}_{vc} = 0$ e os efeitos de movimento e gravidade são desprezíveis.
3. Cada fluxo tem as propriedades do ar considerado um gás ideal.
4. $T_0 = 300$ K, $p_0 = 1$ bar

Análise:

(a) A temperatura T_4 de saída dos gases de combustão pode ser encontrada simplificando-se os balanços das taxas de massa e energia para o volume de controle em regime permanente, obtendo-se

$$0 = \underline{\dot{Q}_{vc}} - \underline{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \underline{\left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right) + g(z_1 - z_2)}\right] + \dot{m}\left[(h_3 - h_4) + \underline{\left(\frac{V_3^2 - V_4^2}{2}\right) + g(z_3 - z_4)}\right]$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica, que é igual nos dois fluxos. Tendo em vista as hipóteses listadas, os termos sublinhados são desprezados, o que fornece

$$0 = \dot{m}(h_1 - h_2) + \dot{m}(h_3 - h_4)$$

Dividindo por $\dot{m}$ e resolvendo para h_4, obtém-se

$$h_4 = h_3 + h_1 - h_2$$

Da Tabela A-22, $h_1 = 617{,}53$ kJ/kg, $h_2 = 888{,}27$ kJ/kg, $h_3 = 1068{,}89$ kJ/kg. Inserindo os valores,

$$h_4 = 1068{,}89 + 617{,}53 - 888{,}27 = 798{,}15\ \text{kJ/kg}$$

Interpolando na Tabela A-22, tem-se $T_4 = 778$ K (505°C).

(b) A variação líquida da taxa de exergia de fluxo entre a entrada e a saída para a corrente de ar que escoa de 1 a 2 pode ser avaliada por meio da Eq. 7.18, abandonando-se os efeitos de movimento e gravidade. Com a Eq. 6.20a e os dados da Tabela A-22

$$\begin{aligned}
\dot{m}(e_{f2} - e_{f1}) &= \dot{m}[(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)] \\
&= \dot{m}\left[(h_2 - h_1) - T_0\left(s_2^\circ - s_1^\circ - R\ln\frac{p_2}{p_1}\right)\right] \\
&= 90\frac{\text{kg}}{\text{s}}\left[(888{,}27 - 617{,}53)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 300\ \text{K}\left(2{,}79783 - 2{,}42644 - \frac{8{,}314}{28{,}97}\ln\frac{9{,}7}{10}\right)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right] \\
&= 14.103\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\left|\frac{1\ \text{MW}}{10^3\ \text{kJ/s}}\right| = 14{,}1\ \text{MW}
\end{aligned}$$

❷ Conforme o ar flui de 1 para 2, sua temperatura *aumenta* relativamente a T_0 e a exergia de fluxo *aumenta*.

De forma similar, a variação da taxa de exergia de fluxo entre a entrada e a saída do gás de combustão é

$$\begin{aligned}
\dot{m}(e_{f4} - e_{f3}) &= \dot{m}\left[(h_4 - h_3) - T_0\left(s_4^\circ - s_3^\circ - R\ln\frac{p_4}{p_3}\right)\right] \\
&= 90\left[(798{,}15 - 1068{,}89) - 300\left(2{,}68769 - 2{,}99034 - \frac{8{,}314}{28{,}97}\ln\frac{1}{1{,}1}\right)\right] \\
&= -16.934\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\left|\frac{1\ \text{MW}}{10^3\ \text{kJ/s}}\right| = -16{,}93\ \text{MW}
\end{aligned}$$

A medida que o gás de combustão flui de 3 para 4, sua temperatura *diminui* em relação a T_0 e o fluxo de exergia *diminui*.

❸ **(c)** A taxa de destruição de exergia dentro do volume de controle pode ser determinada através de um balanço da taxa de exergia, Eq. 7.13a,

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j^{\,0} - \dot{W}_{vc}^{\,0} + \dot{m}(e_{f1} - e_{f2}) + \dot{m}(e_{f3} - e_{f4}) - \dot{E}_d$$

Resolvendo para $\dot{E}_d$ e inserindo os valores conhecidos

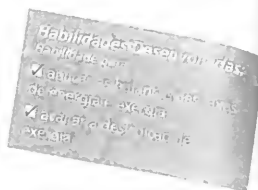
$$\begin{aligned}
\dot{E}_d &= \dot{m}(e_{f1} - e_{f2}) + \dot{m}(e_{f3} - e_{f4}) \\
&= (-14{,}1\ \text{MW}) + (16{,}93\ \text{MW}) = 2{,}83\ \text{MW}
\end{aligned}$$ ❹

Comparando os resultados, notamos que o aumento de exergia do fluxo de ar comprimido, dado por 14,1 MW, é menor que a magnitude do decréscimo de exergia do gás de combustão, dada por 16,93 MW, ainda que as variações de energia dos dois fluxos sejam iguais em magnitude. A diferença entre esses valores de exergia é a exergia destruída: 2,83 MW. Desta forma, a energia se conserva, mas a exergia não se conserva.

① Trocadores de calor desse tipo são conhecidos como *regeneradores* (veja a Seção 9.7)

② A variação de temperatura em cada fluxo que passa através do trocador de calor é mostrada no esquema da figura A temperatura no estado morto, T_0, também é mostrada no esquema como referência

③ Como alternativa, a taxa de destruição de exergia pode ser determinada por meio de $\dot{E}_d = T_0\dot{\sigma}_{vc}$, onde $\dot{\sigma}_{vc}$ é a taxa de produção de entropia avaliada a partir de um balanço da taxa de entropia. Isto é deixado como exercício.

④ A exergia é destruída pelas irreversibilidades associadas ao atrito do fluido e pela transferência de calor entre fluxos. As quedas de pressão para os fluxos são indicadoras de irreversibilidades associadas ao atrito. A diferença de temperatura entre os fluxos é um indicador de irreversibilidades associadas à transferência de calor.

Teste-Relâmpago

Se a vazão mássica de cada fluxo fosse 105 kg/s, qual seria a taxa de destruição de exergia, em MW?

Resposta 3,3 MW.

Nas discussões anteriores, analisamos os efeitos das irreversibilidades no desempenho *termodinâmico* Algumas consequências *econômicas* das irreversibilidades serão consideradas no próximo exemplo.

Exemplo 7.7 CUSTO DA DESTRUIÇÃO DE EXERGIA

Determine as taxas de destruição de exergia, em kW, para o compressor, o condensador e a válvula de expansão das bombas de calor dos Exemplos 6.8 e 6.14. Se o valor da exergia for de US$0,08 por kW · h, determine o custo diário da energia elétrica para a operação do compressor e o custo diário da destruição de exergia em cada componente. Adote T_0 = 273 K (0°C), o que corresponde à temperatura do ar exterior.

Solução

Dado: O Refrigerante 22 é comprimido adiabaticamente, condensado por transferência de calor para o ar ao passar por um trocador de calor e depois é expandido através de uma válvula de expansão. Os dados para o refrigerante e para o ar são conhecidos.

Pede-se: Determine o custo diário de operação do compressor. Determine também as taxas de destruição de exergia e os custos diários associados ao compressor, ao condensador e à válvula de expansão.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Veja os Exemplos 6.8 e 6.14

Modelo de Engenharia:

1. Veja os Exemplos 6.8 e 6.14.
2. T_0 = 273 K (0°C).

Análise: As taxas de destruição de exergia podem ser calculadas por meio de

$$\dot{E}_d = T_0\dot{\sigma}$$

juntamente com os dados para as taxas de produção de entropia do Exemplo 6.8. Ou seja,

$$(\dot{E}_d)_{comp} = (273\ \text{K})(17,5 \times 10^{-4})\left(\frac{\text{kW}}{\text{K}}\right) = 0,478\ \text{kW}$$

$$(\dot{E}_d)_{val} = (273)(9,94 \times 10^{-4}) = 0,271\ \text{kW}$$

$$(\dot{E}_d)_{cond} = (273)(7,95 \times 10^{-4}) = 0,217\ \text{kW}$$

Os custos de destruição de exergia são, respectivamente,

$$\left(\begin{array}{c}\text{Custo diário da destruição de exergia devido}\\ \text{às irreversibilidades do compressor}\end{array}\right) = (0,478\ \text{kW})\left(\frac{\$0,08}{\text{kW}\cdot\text{h}}\right)\left|\frac{24\ \text{h}}{\text{dia}}\right| = \$0,92$$

$$\left(\begin{array}{c}\text{Custo diário da destruição de exergia devido}\\ \text{às irreversibilidades na válvula de expansão}\end{array}\right) = (0,271)(0,08)|24| = \$0,52$$

① $$\left(\begin{array}{c}\text{Custo diário da destruição de exergia devido}\\ \text{às irreversibilidades no condensador}\end{array}\right) = (0,217)(0,08)|24| = \$0,42$$

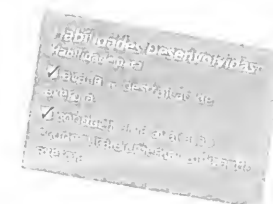
A partir da solução do Exemplo 6.14, o valor da potência do compressor é 3,11 kW. Assim, o custo diário é

$$\left(\begin{array}{c}\text{Custo diário de energia elétrica}\\ \text{para a operação do compressor}\end{array}\right) = (3,11\ \text{kW})\left(\frac{\$0,08}{\text{kW}\cdot\text{h}}\right)\left|\frac{24\ \text{h}}{\text{dia}}\right| = \$5,97$$

① A associação da destruição de exergia com os custos operacionais proporciona uma base racional para a busca de melhorias em termos de custo no projeto. Embora seja possível selecionar componentes que destruam menos exergia, o compromisso entre qualquer redução dos custos de operação e o aumento de custos em equipamentos deve ser cuidadosamente considerado.

Teste-Relâmpago

Expresse, em porcentagem, quanto do custo da energia elétrica para operar o compressor é atribuível à destruição de exergia nos três componentes.

Resposta 31%.

7.5.3 Balancete de Exergia para Volumes de Controle em Regime Permanente

Para um volume de controle, a localização, os tipos e as verdadeiras magnitudes das ineficiências e perdas podem ser detalhados por meio de uma avaliação sistemática e uma comparação dos diversos termos do balanço de exergia para o volume de controle. Isto é chamado ***balancete de exergia***.

balancete de exergia

Os dois exemplos a seguir fornecem ilustrações sobre o balancete de exergia em volumes de controle. O primeiro envolve a turbina a vapor com perda de calor considerada anteriormente no Exemplo 6.6, que você deve rever rapidamente antes de estudar o exemplo em questão.

Exemplo 7.8 BALANCETE DE EXERGIA PARA UMA TURBINA A VAPOR

Vapor d'água é admitido em uma turbina com uma pressão de 30 bar, uma temperatura de 400°C e uma velocidade de 160 m/s. O vapor sai como vapor saturado a 100°C com uma velocidade de 100 m/s. Em regime permanente, a turbina desenvolve trabalho a uma taxa de 540 kJ por kg de vapor que flui pela turbina. A transferência de calor entre a turbina e sua vizinhança ocorre a uma temperatura média da superfície externa de 350 K. Desenvolva um balancete completo da *exergia líquida associada ao escoamento na entrada*, em kJ por unidade de massa de vapor. Adote T_0 = 25°C, p_0 = 1 atm.

Solução

Dado: Vapor d'água se expande em uma turbina para a qual são fornecidos dados para regime permanente.

Pede-se: Desenvolva um balancete completo para a *exergia líquida associada ao escoamento na entrada*, em kJ por unidade de massa de vapor em escoamento

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos: Veja a Fig. E6.6. A partir do Exemplo 6.6, $\dot{W}_{vc}/\dot{m}$ = 540 kJ/kg, $\dot{Q}_{vc}/\dot{m}$ = −22,6 kJ/kg.

Modelo de Engenharia:

1. Veja a solução do Exemplo 6.6.
2. T_0 = 25°C, p_0 = 1 atm.

Análise: A *exergia líquida associada ao escoamento na entrada* por unidade de massa de vapor é obtida por meio da Eq. 7.18

$$e_{f1} - e_{f2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right) + g(z_1 - z_2)^{0}$$

A partir da Tabela A-4, h_1 = 3230,9 kJ/kg, s_1 = 6,9212 kJ/kg · K. Da Tabela A-2, h_2 = 2676,1 kJ/kg, s_2 = 7,3549 kJ/kg · K. Portanto, a taxa de exergia líquida associada ao escoamento na entrada é

$$e_{f1} - e_{f2} = \left[(3230{,}9 - 2676{,}1)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 298\,(6{,}9212 - 7{,}3549)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \left[\frac{(160)^2 - (100)^2}{2}\right]\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N}\cdot\text{m}}\right|\right]$$

$$= 691{,}84\ \text{kJ/kg}$$

A exergia líquida associada ao escoamento na entrada pode ser explicada em termos das transferências de exergia associadas a trabalho e transferência de calor e da destruição de exergia no interior do volume de controle. Em regime permanente, a transferência de exergia associada ao trabalho é o próprio trabalho, ou $W_{vc}/\dot{m} = 540$ kJ/kg. A quantidade $\dot{Q}_{vc}/\dot{m}$ foi avaliada na solução do Exemplo 6.6 por meio das formulações em regime permanente dos balanços das taxas de massa e energia: $\dot{Q}_{vc}/\dot{m} = -22{,}6$ kJ/kg. A transferência de exergia associada é

$$\frac{\dot{E}_q}{\dot{m}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right)\left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}}\right)$$

$$= \left(1 - \frac{298}{350}\right)\left(-22{,}6\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

$$= -3{,}36\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

onde T_b denota a temperatura no contorno em que a transferência de calor ocorre.

A destruição de exergia pode ser determinada se rearranjarmos a formulação em regime permanente do balanço da taxa de exergia, Eq. 7.17, para obter

❶
$$\frac{\dot{E}_d}{\dot{m}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right)\left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}}\right) - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + (e_{f1} - e_{f2})$$

Substituindo os valores

$$\frac{\dot{E}_d}{\dot{m}} = -3{,}36 - 540 + 691{,}84 = 148{,}48\ \text{kJ/kg}$$

A análise pode ser sintetizada pela seguinte *folha de balancete* de exergia em termos das magnitudes de exergia em uma taxa-base.

Taxa líquida de exergia entrando:	691,84 kJ/kg (100%)
Distribuição da exergia:	
• Taxa de exergia saindo	
trabalho	540,00 kJ/kg (78,05%)
transferência de calor	3,36 kJ/kg (0,49%)
• Taxa de destruição de exergia	148,48 kJ/kg (21,46%)
	691,84 kJ/kg (100%)

Note que a transferência de exergia associada à transferência de calor é pequena em relação aos outros termos.

❶ A destruição de exergia pode ser determinada alternativamente por meio de $\dot{E}_d = T_0\dot{\sigma}_{vc}$, onde $\dot{\sigma}_{vc}$ é a taxa de produção de entropia proveniente de um balanço de entropia. A solução do Exemplo 6.6 proporciona $\sigma_{vc}/\dot{m} = 0{,}4983$ kJ/kg · K

Teste-Relâmpago

Pela análise da folha de balancete de exergia, especifique para a turbina a eficiência baseada na exergia.

Resposta 78,05%.

O próximo exemplo ilustra o uso do balancete de exergia identificando oportunidades para se aperfeiçoar o desempenho termodinâmico do sistema de recuperação de calor perdido considerado no Exemplo 4.10, que você deve rever rapidamente antes de estudar o exemplo em questão.

Exemplo 7.9 BALANCETE DE EXERGIA DE UM SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR PERDIDO

Suponha que o sistema do Exemplo 4.10 seja uma opção a ser levada em conta para a utilização dos produtos da combustão descarregados por um processo industrial

(a) Desenvolva um balancete completo da exergia *líquida* trazida pelos produtos da combustão.

(b) Discuta as implicações dos resultados nos projetos.

Solução

Dado: Os dados de operação em regime permanente são fornecidos para uma caldeira recuperadora de calor e uma turbina.

Pede-se: Desenvolva um balancete completo da taxa *líquida* de exergia trazida pelos produtos da combustão e discuta as implicações nos projetos.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

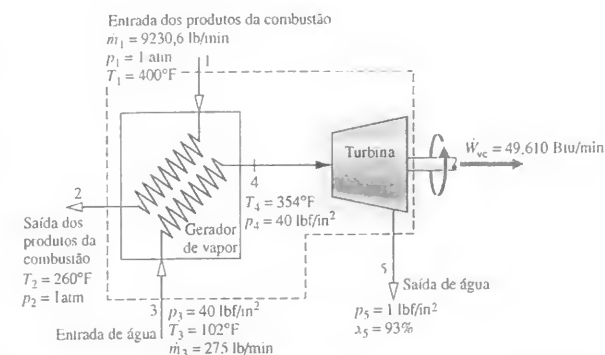



Fig. E7.9

102°F = 38,9°C 260°F = 126,7°C 354°F = 178,9°C 400°F = 204,4°C
275 lb/min = 2,1 kg/s 9230,6 lb/min = 69,8 kg/s 1 lbf/in² = 6,9 kPa 40 lbf/in² = 275,8 kPa

Modelo de Engenharia:

1. Veja a solução do Exemplo 4.10.
2. $T_0 = 537$°R.

Análise:

(a) Comecemos por determinar a taxa *líquida de exergia que é carregada para dentro* do volume de controle. Modelando-se os produtos da combustão como um gás ideal, a taxa líquida é determinada por meio da Eq. 7.18 juntamente com a Eq. 6.20a, de modo que

$$\dot{m}_1[e_{f1} - e_{f2}] = \dot{m}_1[h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)]$$

$$= \dot{m}_1\left[h_1 - h_2 - T_0\left(s_1^\circ - s_2^\circ - R\ln\frac{p_1}{p_2}\right)\right]$$

Com os dados da Tabela A-22E, $h_1 = 206{,}46$ Btu/lb, $h_2 = 172{,}39$ Btu/lb, $s_1^\circ = 0{,}71323$ Btu/lb · °R, $s_2^\circ = 0{,}67002$ Btu/lb · °R e $p_2 = p_1$, tem-se

$$\dot{m}_1[e_{f1} - e_{f2}] = 9230{,}6\frac{\text{lb}}{\text{min}}\left[(206{,}46 - 172{,}39)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} - 537\text{°R}(0{,}71323 - 0{,}67002)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot\text{°R}}\right]$$

$$= 100.300\ \text{Btu/min}$$

Em seguida, determinamos a taxa de exergia que é carregada *para fora* do volume de controle. A exergia é carregada para fora do volume de controle por trabalho a uma taxa de 49.610 Btu/min, conforme mostra o diagrama. Além disso, a taxa *líquida* de exergia carregada *para fora* pela corrente de água é

$$\dot{m}_3[e_{f5} - e_{f3}] = \dot{m}_3[h_5 - h_3 - T_0(s_5 - s_3)]$$

Da Tabela A-2E, $h_3 \approx h_f(102\text{°F}) = 70$ Btu/lb, $s_3 \approx s_f(102\text{°F}) = 0{,}1331$ Btu/lb · °R. Usando-se os dados da saturação a 1 lbf/in² da Tabela A-3E com $x_5 = 0{,}93$, tem-se $h_5 = 1033{,}2$ Btu/lb e $s_5 = 1{,}8488$ Btu/lb · °R. Substituindo os valores,

$$\dot{m}_3[e_{f5} - e_{f3}] = 275\frac{\text{lb}}{\text{min}}\left[(1033{,}2 - 70)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} - 537\text{°R}(1{,}8488 - 0{,}1331)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot\text{°R}}\right]$$

$$= 11.510\ \text{Btu/min}$$

Em seguida, a taxa de exergia destruída na caldeira recuperadora de calor pode ser obtida de um balanço da taxa de exergia aplicado a um volume de controle que engloba o gerador de vapor. Assim, a Eq. 7.13a toma a forma

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)^{0} \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc}^{\,0} + \dot{m}_1(e_{f1} - e_{f2}) + \dot{m}_3(e_{f3} - e_{f4}) - \dot{E}_d$$

Avaliando $(e_{f3} - e_{f4})$ com a Eq. 7.18 e resolvendo para $\dot{E}_d$, temos

$$\dot{E}_d = \dot{m}_1(e_{f1} - e_{f2}) + \dot{m}_3[h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4)]$$

O primeiro termo do lado direito encontra-se já avaliado. Assim, com $h_4 = 1213{,}8$ Btu/lb, $s_4 = 1{,}7336$ Btu/lb · °R a 354°F, 40 lbf/in² da Tabela A-4E, e com os valores previamente determinados de h_3 e s_3,

$$\dot{E}_d = 100.300\frac{\text{Btu}}{\text{min}} + 275\frac{\text{lb}}{\text{min}}\left[(70 - 1213{,}8)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} - 537\text{°R}(0{,}1331 - 1{,}7336)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot\text{°R}}\right]$$

$$= 22.110\ \text{Btu/min}$$

Finalmente, pode-se obter a taxa de exergia destruída na turbina a partir de um balanço de exergia aplicado a um volume de controle que engloba a turbina. Ou seja, a Eq. 7.17 toma a forma

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)^{0} \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_4(e_{f4} - e_{f5}) - \dot{E}_d$$

Resolvendo para $\dot{E}_d$, avaliando $(e_{f4} - e_{f5})$ com a Eq. 7.18 e usando os valores determinados anteriormente, temos

$$\dot{E}_d = -\dot{W}_{vc} + \dot{m}_4[h_4 - h_5 - T_0(s_4 - s_5)]$$

❶
$$= -49.610\frac{\text{Btu}}{\text{min}} + 275\frac{\text{lb}}{\text{min}}\left[(1213{,}8 - 1033{,}2)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} - 537°\text{R}(1{,}7336 - 1{,}8488)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot°\text{R}}\right]$$

$$= 17.070 \text{ Btu/min}$$

A análise pode ser sintetizada por uma *folha de balancete* em termos das magnitudes de exergia baseadas em taxas:

Taxa líquida de exergia entrando:	100.300 Btu/min (100%)
Distribuição da exergia.	
• Taxa de exergia saindo	
potência desenvolvida	49.610 Btu/min (49,46%)
corrente de água	11.510 Btu/min (11,48%)
• Taxa de destruição de exergia	
caldeira recuperadora	22.110 Btu/min (22,04%)
turbina	17.070 Btu/min (17,02%)
	100.300 Btu/min (100%)

(b) A folha de balancete de exergia sugere uma oportunidade de aperfeiçoar o desempenho *termodinâmico*, já que mais de 50% da exergia líquida que entra ou são destruídos pelas irreversibilidades ou são levados para fora pela corrente de água. Poder-se-ia alcançar um melhor desempenho termodinâmico pela modificação do projeto original. Por exemplo, poderíamos reduzir a irreversibilidade da transferência de calor especificando uma caldeira de recuperação de calor com uma menor diferença de temperatura entre correntes, e/ou reduzir o atrito especificando uma turbina com uma eficiência isentrópica maior. Entretanto, por si só o desempenho termodinâmico não determina a opção *preferencial*, já que outros fatores, tais como o custo, devem ser considerados, e podem ser prioritários. Uma discussão mais detalhada do uso da análise de exergia em projeto é fornecida na Seção 7 7.1.

❶ Como alternativa, as taxas de destruição de exergia nos volumes de controle que englobam a caldeira de recuperação de calor e a turbina podem ser determinadas por meio de $\dot{E}_d = T_0\dot{\sigma}_{vc}$, onde $\dot{\sigma}_{vc}$ é a taxa de produção de entropia para o respectivo volume de controle avaliado a partir de um balanço de entropia. Isto é deixado como exercício.

Para a turbina do sistema de recuperação de calor perdido, determine a eficiência isentrópica da turbina. Comente.

Resposta 74%.

7.6 Eficiência Exergética (ou da Segunda Lei)

eficiência exergética

O objetivo desta seção é mostrar o uso do conceito de exergia na avaliação da eficácia da utilização de recursos energéticos. Como parte da apresentação, trazemos e ilustramos o conceito de ***eficiência exergética***. Essas eficiências são também conhecidas como eficiências da *segunda lei*.

7.6.1 Adequação do Uso Final à Fonte

Tarefas como aquecimento de um ambiente, aquecimento de fornos industriais e processos de geração de vapor costumam envolver a combustão de carvão, óleo ou gás natural. Quando os produtos da combustão encontram-se a uma temperatura significativamente superior à temperatura exigida para uma dada tarefa, o uso final não está bem ajustado à fonte, e o resultado é o uso ineficiente do combustível queimado. Para ilustrar esse fato de forma simples, considere a Fig. 7.7, que mostra um sistema fechado que recebe uma transferência de calor a uma taxa $\dot{Q}_f$ de uma *fonte* a uma temperatura T_f e fornece $\dot{Q}_u$ a uma temperatura de *uso* T_u. A energia é perdida para a vizinhança através de transferência de calor a uma taxa $\dot{Q}_p$ ao longo de uma parcela da superfície a T_p. Todas as transferências de energia mostradas na figura ocorrem nos sentidos indicados pelas setas.

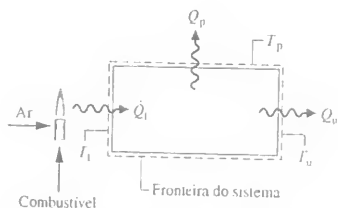



Fig. 7.7 Esquema utilizado para discussão do uso eficiente de combustível.

Supondo que o sistema da Fig. 7.7 opere em regime permanente, e que não há trabalho, os balanços das taxas de energia e de exergia do sistema fechado, Eqs. 2.37 e 7.10, simplificam-se, respectivamente, para

$$\frac{dE}{dt}^{0} = (\dot{Q}_f - \dot{Q}_u - \dot{Q}_p) - \dot{W}^{0}$$

$$\frac{dE}{dt}^{0} = \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right)\dot{Q}_f - \left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right)\dot{Q}_u - \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right)\dot{Q}_p\right] - \left[\dot{W}^{0} - p_0\frac{dV}{dt}^{0}\right] - \dot{E}_d$$

Estas equações podem ser reescritas como

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_u + \dot{Q}_p \tag{7.19a}$$

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right)\dot{Q}_f = \left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right)\dot{Q}_u + \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right)\dot{Q}_p + \dot{E}_d \tag{7.19b}$$

A Eq. 7.19a indica que a energia transportada pelo calor transferido, $\dot{Q}_f$, ou é utilizada, $\dot{Q}_u$, ou é perdida para a vizinhança, $\dot{Q}_p$. Isso pode ser descrito por uma eficiência em termos de taxas de energia na forma de produto/entrada como

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_f} \tag{7.20}$$

Em princípio, o valor de η pode ser aumentado através da aplicação de um isolante para reduzir as perdas. O valor-limite, quando $\dot{Q}_p = 0$, é de $\eta = 1$ (100%).

A Equação 7.19b mostra que a exergia transportada para o sistema associada à transferência de calor $\dot{Q}_f$ ou é transferida a partir do sistema acompanhando as transferências de calor $\dot{Q}_u$ e $\dot{Q}_p$ ou é destruída pelas irreversibilidades dentro do sistema. Isso pode ser descrito por um rendimento em termos de taxas de exergia em forma de produto/entrada, tal como

$$\varepsilon = \frac{(1 - T_0/T_u)\dot{Q}_u}{(1 - T_0/T_f)\dot{Q}_f} \tag{7.21a}$$

A introdução da Eq. 7.20 na Eq 7.21a resulta em

$$\varepsilon = \eta\left(\frac{1 - T_0/T_u}{1 - T_0/T_f}\right) \tag{7.21b}$$

O parâmetro ε, definido em relação ao conceito de exergia, pode ser chamado de eficiência *exergética*. Note que tanto η quanto ε medem a eficácia com que a entrada é convertida em produto. O parâmetro η realiza isso em uma base de energia, enquanto ε o faz em uma base de exergia. Conforme será discutido a seguir, o valor de ε geralmente é inferior à unidade, mesmo quando $\eta = 1$.

A Equação 7.21b indica que um valor de η tão próximo da unidade quanto possível é, na prática, importante para a correta utilização da exergia transferida a partir do gás quente da combustão para o sistema. No entanto, isso por si só não garante uma utilização eficiente. As temperaturas T_f e T_u também são importantes, já que o uso da exergia melhora à medida que a temperatura de uso T_u se aproxima da temperatura da fonte T_f. Para a correta utilização da exergia, por conseguinte, é conveniente ter um valor de η tão próximo da unidade quanto possível na prática e também um bom ajuste entre as temperaturas da fonte e de uso.

Para enfatizar o papel central da temperatura em considerações de eficiência exergética, um gráfico da Eq. 7.21b é fornecido na Fig. 7.8. A figura fornece a eficiência exergética ε *versus* a temperatura de uso T_u para uma fonte hipotética à temperatura T_f = 2200 K (3960°R). A Fig. 7.8 mostra que ε tende à unidade (100%) à medida que a temperatura de uso se aproxima de T_f. Na maioria dos casos, no entanto, a temperatura de uso é substancialmente inferior a T_f. As eficiências para três aplicações estão indicadas no gráfico: o aquecimento de um ambiente a T_u = 320 K (576°R), o processo de geração de vapor a T_u = 480 K (864°R) e o aquecimento de fornos industriais a T_u = 700 K (1260°R). Esses valores de eficiência sugerem que o combustível é utilizado de forma mais eficaz em aplicações industriais que envolvam altas temperaturas de uso do que no aquecimento de um ambiente que envolve uma baixa temperatura. A eficiência exergética especialmente baixa para o aquecimento de ambientes reflete o fato de que o combustível é consumido

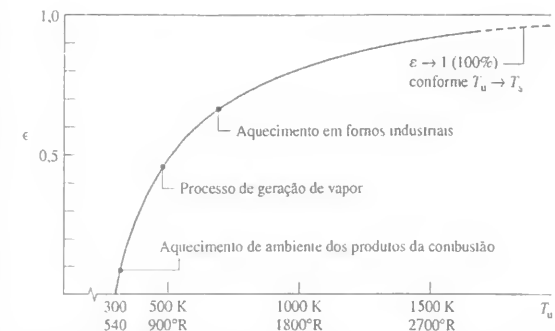



Fig. 7.8 Efeito da temperatura de uso, T_u, sobre a eficiência exergética ε (T_f = 2200 K, η = 100%).

para produzir apenas ar ligeiramente aquecido, o que, de uma perspectiva exergética, tem consideravelmente menos utilidade. As eficiências apresentadas na Fig. 7.8 estão *superestimadas*, já que para a construção do gráfico partimos do princípio de que η é igual à unidade (100%). Além disso, a eficiência total da entrada de combustível até o uso final será muito inferior à indicada pelos valores mostrados na figura se levarmos em conta uma destruição e uma perda de exergia associadas ao processo de combustão.

Estimando Financeiramente a Perda de Calor

Para o sistema ilustrado na Fig. 7.7, é instrutivo considerar em detalhes a taxa de perda de exergia associada à perda de calor $\dot{Q}_p$, ou seja $(1 - T_0/T_p)\dot{Q}_p$. Essa expressão mede o valor termodinâmico real da perda de calor e corresponde ao gráfico da Fig. 7.9. A figura mostra que o valor termodinâmico da perda de calor depende *significativamente* da temperatura à qual ocorre a perda de calor. A perda de calor, tal como a associada a $\dot{Q}_p$, geralmente ocorre a temperaturas relativamente baixas e, portanto, tem um valor termodinâmico relativamente baixo. Podemos esperar que o valor *econômico* de tal perda varie de forma semelhante à temperatura, e este é o caso. ➡ **POR EXEMPLO...** uma vez que a fonte de perda de exergia por transferência de calor é a entrada de combustível (veja a Fig. 7.7), o valor econômico dessa perda pode ser contabilizado em termos do *custo unitário* de combustível baseado na exergia, c_F (em US$/kW · h, por exemplo), como se segue

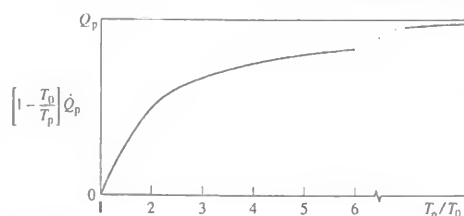



Fig. 7.9 Efeito da razão de temperatura T_p/T_0 sobre a perda de exergia associada à transferência de calor.

$$\begin{bmatrix}\text{Taxa de custo de calor perdido} \\ \dot{Q}_p \text{ a temperatura } T_p\end{bmatrix} = c_F(1 - T_0/T_p)\dot{Q}_p \quad (7.22)$$

A Eq. 7.22 mostra que o custo de tal perda é menor a temperaturas mais baixas do que a altas temperaturas. ⬅

O exemplo anterior ilustra o que seria de se esperar de um método racional de custo financeiro. Não seria razoável atribuir o mesmo valor econômico a uma transferência de calor que ocorre a uma temperatura próxima à temperatura do ambiente, em que seu valor termodinâmico é desprezível, e a uma outra situação na qual a transferência de calor tenha o mesmo valor numérico mas ocorre a uma temperatura mais elevada do que a anterior, já que esta última apresenta um valor termodinâmico mais significativo. Com efeito, seria incorreto atribuir o *mesmo custo* à perda de calor independente da temperatura à qual essa perda esteja ocorrendo. Para uma discussão mais aprofundada do custo financeiro da exergia, veja a Seção 7.7.2.

7.6.2 Eficiências Exergéticas de Componentes Usuais

As expressões para a eficiência exergética podem assumir muitas formas diferentes. Nesta seção, são apresentados vários exemplos de componentes de sistemas térmicos de interesse prático. Em todos os casos, a eficiência é deduzida através da utilização do balanço da taxa de exergia. A abordagem utilizada aqui serve como modelo para o desenvolvimento de expressões para a eficiência exergética de outros componentes. Cada um dos casos considerados envolve um volume de controle em regime permanente, e admitiremos que não existe qualquer transferência de calor entre o volume de controle e sua vizinhança. Essa apresentação não cobre todos os casos possíveis. Muitas outras expressões para a eficiência exergética poderão ser deduzidas.

Turbinas

Para uma turbina que opera em regime permanente, sem transferência de calor para sua vizinhança, a formulação do balanço da taxa de exergia em regime permanente, Eq. 7.17, simplifica-se como a seguir

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j^{\,0} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}(e_{f1} - e_{f2}) - \dot{E}_d$$

Esta equação pode ser reformulada, fornecendo

$$e_{f1} - e_{f2} = \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + \frac{\dot{E}_d}{\dot{m}} \quad (7.23)$$

O termo à esquerda da Eq. 7.23 é o decréscimo da exergia de fluxo entre a entrada e a saída da turbina. A equação mostra que a exergia de fluxo diminui porque a turbina desenvolve trabalho, dado por $\dot{W}_{vc}/\dot{m}$, e a exergia, dada por $\dot{E}_d/\dot{m}$, é destruída. Um parâmetro que mede quão eficientemente o decréscimo de exergia de fluxo é convertido no produto desejado é a *eficiência exergética da turbina*

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{vc}/\dot{m}}{e_{f1} - e_{f2}} \quad (7.24)$$

Essa eficiência exergética em particular é às vezes citada como a *efetividade da turbina*. Observe atentamente que a eficiência exergética da turbina é definida de forma diferente da eficiência isentrópica da turbina, apresentada na Seção 6.12.

➡ **POR EXEMPLO...** a eficiência exergética da turbina considerada no Exemplo 6.11 é 81,2% quando T_0 = 298 K. A verificação desse valor é deixada como um exercício. ⬅

Compressores e Bombas

Para um compressor ou bomba que opere em regime permanente, sem transferência de calor com a vizinhança, o balanço da taxa de exergia, Eq. 7.17, pode ser colocado na forma

$$\left(-\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right) = e_{f2} - e_{f1} + \frac{\dot{E}_d}{\dot{m}}$$

Assim, a *entrada* de exergia nesse dispositivo, $-\dot{W}_{vc}/\dot{m}$, é responsável por um aumento da exergia de fluxo entre a entrada e a saída ou pela destruição de exergia. A eficácia da conversão da entrada de trabalho para aumento de exergia de fluxo é medida pela *eficiência exergética do compressor* (ou bomba)

$$\varepsilon = \frac{e_{f2} - e_{f1}}{(-\dot{W}_{vc}/\dot{m})} \quad (7.25)$$

➡ **POR EXEMPLO...** a eficiência exergética do compressor considerado no Exemplo 6.14 é de 84,6% quando T_0 = 273 K. A verificação desse valor é deixada como exercício. ⬅

Trocador de Calor sem Mistura

O trocador de calor mostrado na Fig. 7.10 opera em regime permanente, sem transferência de calor para a vizinhança e com as duas correntes a temperaturas acima de T_0. O balanço da taxa de exergia, Eq. 7.13a, se reduz a

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j^{\,0} - \dot{W}_{vc}^{\,0} + (\dot{m}_h e_{f1} + \dot{m}_c e_{f3}) - (\dot{m}_h e_{f2} + \dot{m}_c e_{f4}) - \dot{E}_d$$

onde $\dot{m}_h$ é a vazão mássica da corrente quente e $\dot{m}_c$ é a vazão mássica da corrente fria. Isto pode ser rearrumado, fornecendo

$$\dot{m}_h(e_{f1} - e_{f2}) = \dot{m}_c(e_{f4} - e_{f3}) + \dot{E}_d \quad (7.26)$$

Corrente quente, $\dot{m}_h$ — 1, 2; Corrente fria, $\dot{m}_c$ — 3, 4

Fig. 7.10 Trocador de calor contracorrente.

O termo à esquerda da Eq. 7.26 leva em conta o decréscimo da exergia da corrente quente. O primeiro termo à direita leva em conta o aumento da exergia da corrente fria. Considerando que a corrente quente é aquela que fornece o aumento de exergia à corrente fria e também a responsável pela destruição de exergia, podemos definir uma *eficiência exergética para um trocador de calor* como

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c(e_{f4} - e_{f3})}{\dot{m}_h(e_{f1} - e_{f2})} \quad (7.27)$$

➡ **POR EXEMPLO...** a eficiência exergética do trocador de calor do Exemplo 7.6 é de 83,3%. A verificação desse valor é deixada como exercício. ⬅

Trocador de Calor de Contato Direto

O trocador de calor de contato direto mostrado na Fig. 7.11 opera em regime permanente, sem transferência de calor com a vizinhança. O balanço da taxa de exergia, Eq. 7.13a, se reduz a

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j^{\,0} - \dot{W}_{vc}^{\,0} + \dot{m}_1 e_{f1} + \dot{m}_2 e_{f2} - \dot{m}_3 e_{f3} - \dot{E}_d$$

Com $\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$ a partir de um balanço da taxa de massa, pode-se escrever

$$\dot{m}_1(e_{f1} - e_{f3}) = \dot{m}_2(e_{f3} - e_{f2}) + \dot{E}_d \quad (7.28)$$

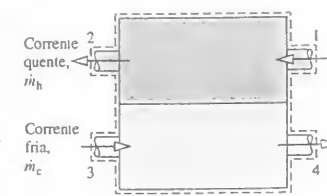
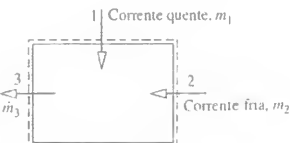



Fig. 7.11 Trocador de calor de contato direto.

O termo à esquerda da Eq. 7.28 leva em conta o decréscimo da exergia da corrente quente entre a entrada e a saída. O primeiro termo do lado direito leva em conta o aumento da exergia da corrente fria entre a entrada e a saída. Considerando a corrente quente como aquela que fornece o aumento de exergia à corrente fria, e também como a responsável pela destruição de exergia pelas irreversibilidades, podemos definir uma *eficiência exergética* para um trocador de calor de contato direto como

$$\varepsilon = \frac{m_2(e_{f3} - e_{f2})}{m_1(e_{f1} - e_{f3})} \tag{7.29}$$

7.6.3 Uso das Eficiências Exergéticas

As eficiências exergéticas são úteis para distinguirmos os meios de utilização de combustíveis fósseis que são termodinamicamente eficazes daqueles que são menos eficazes. Também podemos utilizar as eficiências exergéticas para avaliar a eficácia das medidas de engenharia tomadas para melhorar o desempenho de um sistema térmico. Isso é feito através da comparação dos valores de eficiência determinados antes e após as modificações terem sido realizadas para mostrar quanto a melhora foi alcançada. Além disso, eficiências exergéticas podem ser utilizadas para medir o potencial das melhoras no desempenho de um determinado sistema térmico, por comparação da eficácia desse sistema com a eficiência de sistemas similares. Uma diferença significativa entre esses valores sugere que é possível melhorar o desempenho.

É importante reconhecer que o limite de 100% de eficiência exergética não deve ser considerado um objetivo prático. Esse limite teórico só poderia ser atingido se não houvesse destruições ou perdas de exergia. A obtenção de tais processos idealizados poderá exigir períodos extremamente longos para a execução de processos e/ou complexos dispositivos, estando ambos em desacordo com o objetivo de uma operação lucrativa. Na prática, as decisões geralmente são tomadas com base nos custos *totais*. Um aumento de eficiência que reduza o consumo de combustível, ou qualquer outro aspecto que utilize melhor os recursos, normalmente exige gastos adicionais de instalações e operações. Por conseguinte, uma melhora pode não ser implementada, se isso resultar em um aumento no custo total. O compromisso entre economia de combustível e investimento adicional invariavelmente dita uma menor eficiência, que pode ser alcançada *teoricamente* e pode até mesmo resultar em uma menor eficiência do que a que se pode atingir utilizando a *melhor* tecnologia *disponível*.

co-geração

Vários métodos são utilizados para melhorar a utilização dos recursos energéticos. Todos esses métodos devem atingir seus objetivos de forma economicamente eficiente. Um desses métodos é a ***co-geração***, que produz seqüencialmente energia elétrica e energia térmica (ou vapor de processo) para um certo uso. Um objetivo da co-geração é desenvolver potência e transferência de calor por meio de um sistema *integrado* com um gasto menor do que seria necessário para o desenvolvimento dessas duas quantidades individualmente. Outras discussões sobre co-geração são fornecidas nas Seções 7.7.2 e 8.5. Dois outros métodos empregados para melhorar a utilização de recursos energéticos são a ***recuperação de potência*** e a ***recuperação de calor rejeitado***. A recuperação da potência pode ser conseguida mediante a inserção de uma turbina em um gás pressurizado ou em uma corrente de líquido, de modo a capturar alguma exergia que de outra forma seria destruída em uma expansão espontânea. A recuperação de calor rejeitado contribui para a eficiência global através da utilização de alguma exergia que de outra forma seria eliminada para a vizinhança, como nos gases de exaustão de grandes motores de combustão interna. Uma ilustração da recuperação de calor rejeitado é apresentada no Exemplo 7.9.

recuperação de potência e recuperação de calor rejeitado

Energia e Meio Ambiente

Um tipo de eficiência exergética conhecida como *eficiência poço-a-roda* (*well-to-wheel*) é usado para comparar as diferentes opções de alimentação de veículos. O cálculo dessa eficiência começa no poço em que as reservas brutas de petróleo ou o gás natural são extraídas do solo e termina com a potência fornecida para as rodas de um veículo. A eficiência que leva em conta separadamente quão eficaz o combustível do veículo é produzido a partir das reservas brutas é chamada *eficiência poço-ao-tanque* (*well-to-fuel tank*), e a eficiência que considera quão efetivamente a instalação de potência do veículo converte o combustível deste em potência é chamada eficiência tanque-a-roda (*tank-to-wheel*). O produto dessas eficiências fornece a eficiência *global* poço-a-roda.

A tabela a seguir apresenta exemplos de valores de eficiências poço-a-roda para três opções de instalações de potência tal como relatadas por uma fábrica de automóveis.

Esses dados mostram que veículos que utilizam motores de combustão interna convencionais não valem a pena em termos da eficiência poço-a-roda. Os dados também mostram que veículos a célula–combustível que operam com hidrogênio têm a melhor eficiência tanque-a-roda das três opções, mas com relação à eficiência global perdem dos veículos híbridos, que gozam de maior eficiência poço-ao-tanque. Ainda assim, a eficiência poço-a-roda é apenas uma consideração na tomada de decisões políticas relativas às diversas opções de alimentação de veículos.

	Poço ao tanque (*well-to-tank*) (eficiência da produção de combustível) (%)		Tanque-a-roda (*tank-to-wheel*) (eficiência do veículo) (%)		Poço a roda (*well-to-wheel*) (eficiência global) (%)
Motor convencional abastecido com gasolina	88	×	16	=	14
Célula-combustível abastecida com hidrogênio[a]	58	×	38	=	22
Motor híbrido abastecido com gasolina e eletricidade	88	×	32	=	28

[a]Hidrogênio produzido a partir do gás natural.

7.7 Termoeconomia

Em geral, os *sistemas térmicos* experimentam interações significativas de calor e/ou trabalho com suas vizinhanças, e podem trocar massa com suas vizinhanças em forma de correntes quentes e frias, incluindo misturas quimicamente reativas. Sistemas térmicos existem em quase todas as indústrias, e numerosos exemplos são encontrados na nossa vida diária. O projeto desses sistemas envolve a aplicação dos princípios de termodinâmica, mecânica de fluidos e transferência de calor, além de campos como materiais, fabricação e projeto mecânico. O projeto de sistemas térmicos também necessita de considerações explícitas de engenharia econômica, já que os custos sempre são um fator a ser considerado. O termo ***termoeconomia*** pode ser aplicado nessa área geral de aplicações, embora, muitas vezes, seja aplicado de modo mais restrito a metodologias que combinam exergia e economia para a otimização do projeto e a operação de sistemas térmicos.

termoeconomia

7.7.1 Utilização de Exergia em Projetos

Para ilustrar o uso da exergia em projetos, considere a Fig. 7.12, que mostra um sistema térmico constituído por uma unidade geradora de potência e uma *caldeira de recuperação de calor*. A unidade geradora de potência desenvolve uma corrente elétrica na saída e produtos de combustão que alimentam a unidade recuperadora de calor. Água de alimentação também é fornecida à caldeira de recuperação de calor com uma vazão mássica $\dot{m}_a$, recebendo exergia por transferência de calor dos gases de combustão e saindo como vapor a uma certa condição desejada para uso em outro processo. Os produtos da combustão que entram na caldeira de recuperação de calor podem ser considerados de algum valor econômico. Uma vez que a fonte de exergia dos produtos da combustão é a alimentação de combustível (Fig. 7.12), o valor econômico pode ser contabilizado em termos de custo do combustível, como vimos na Seção 7.6.1, quando da avaliação de custos de calor rejeitado.

Fig. 7.12 Figura utilizada para ilustrar o uso da exergia em projeto.

A partir do estudo da segunda lei da termodinâmica, sabemos que a diferença média de temperatura, $\Delta T_{méd}$, entre as duas correntes que passam por um trocador de calor é uma medida da irreversibilidade, e que a irreversibilidade da transferência de calor desaparece conforme a diferença de temperatura se aproxima de zero. Para a caldeira de recuperação de calor da Fig. 7.12, essa fonte de destruição de exergia implica uma penalidade econômica em termos de custo de combustível. A Fig. 7.13 mostra o custo anual de *combustível* atribuído às irreversibilidades do trocador de calor como função de $\Delta T_{méd}$. O custo do combustível aumenta com o aumento de $\Delta T_{méd}$, porque a irreversibilidade está diretamente relacionada com a diferença de temperatura.

A partir do estudo da transferência de calor, sabe-se que existe uma relação inversa entre $\Delta T_{méd}$ e uma área superficial necessária para uma determinada taxa de transferência de calor. Uma maior área de transferência de calor significa um trocador de calor maior e mais caro — ou seja, maior

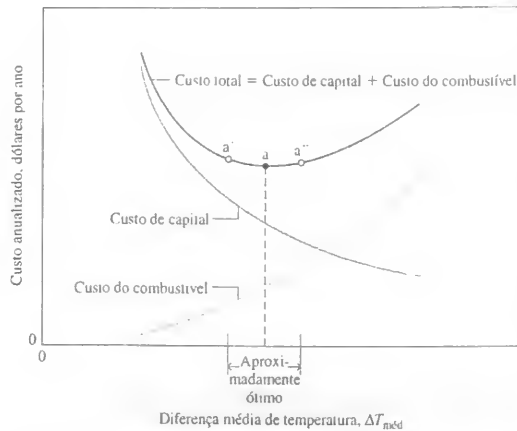



Fig. 7.13 Curvas de custo para um único trocador de calor.

custo de *capital*. A Fig. 7.13 também mostra o *custo de capital* anual do trocador de calor como função de $\Delta T_{méd}$. O custo de capital decresce conforme $\Delta T_{méd}$ aumenta.

O *custo total* é a soma do custo de capital com o custo de combustível. A curva do custo total mostrada na Fig. 7.13 exibe um mínimo no ponto indicado por a. Observe, porém, que a curva é relativamente plana na vizinhança do mínimo, de modo que existe um intervalo de valores de $\Delta T_{méd}$ que pode ser considerado *aproximadamente ótimo* do ponto de vista do custo total mínimo. Se a redução do custo de combustível for considerada mais importante do que minimizar o custo de capital, podemos escolher um projeto que opere no ponto a'. O ponto a'' seria um ponto de operação mais desejável se os custos de capital fossem os de maior preocupação. Essas opções são comuns em situações de projetos.

O processo real de projeto pode diferir de maneira significativa do caso simples aqui considerado. Primeiro, os custos não podem ser determinados tão precisamente conforme sugerem as curvas na Fig. 7.13. Os preços dos combustíveis podem variar amplamente ao longo do tempo, e os custos de equipamentos podem ser difíceis de prever, uma vez que muitas vezes dependem de um processo de oferta. Os equipamentos são produzidos em tamanhos padronizados, a fim de que o custo também não venha a variar continuamente, conforme ilustra a figura. Além disso, sistemas térmicos geralmente consistem em vários componentes que interagem uns com os outros. A otimização individualizada dos componentes, conforme realizamos para o trocador de calor, geralmente não garante uma otimização do sistema global. Por fim, o exemplo envolve apenas $\Delta T_{méd}$ como variável de projeto. Muitas vezes, diversas variáveis de projeto devem ser consideradas e otimizadas simultaneamente.

7.7.2 Custo da Exergia em um Sistema de Co-Geração

Outro aspecto importante da termodinâmica é o uso da exergia para a *agregação* de custos aos produtos de um sistema térmico. Isto significa atribuir a cada produto o custo total para produzi-lo, ou seja, o custo do combustível e outros insumos acrescidos do custo do próprio sistema e de seu funcionamento (ou seja, custos de capital, custos operacionais e custos de manutenção). Tais custos são um problema comum em instalações em que serviços de utilidade pública, tais como potência elétrica, água resfriada, ar comprimido e vapor, são gerados em um departamento e utilizados por outros. O operador da usina precisa saber o custo de produção de cada serviço de utilidade, para garantir que os outros serviços sejam cobrados corretamente, de acordo com o tipo e a quantidade de cada utilidade utilizada. Alguns pontos comuns a todas essas considerações são aspectos fundamentais de engenharia econômica, incluindo os procedimentos de anualização de custos, os meios adequados para a agregação de custos e dados de custos confiáveis.

Para analisar ainda mais o custo dos sistemas térmicos, considere o *sistema de co-geração* simples que opera em regime permanente mostrado na Fig. 7.14. O sistema consiste em um aquecedor e uma turbina, e nenhum deles apresenta transferência de calor significativa com a vizinhança. Na figura estão indicadas as taxas de transferência de exergia associadas às correntes, onde os subscritos F, a, P e w representam, respectivamente, combustível, ar de combustão, produtos da combustão, e água de alimentação. Os subscritos 1 e 2 indicam vapor a alta e a baixa pressão, respectivamente. Meios de avaliação das exergias do combustível e dos produtos da combustão serão apresentados no Cap. 13. O sistema de co-geração tem dois produtos principais: a eletricidade, designada por $\dot{W}_e$, e o vapor a baixa pressão a ser utilizado em algum processo. O objetivo é a determinação do custo de cada produto gerado.

Fig. 7.14 Sistema de co-geração simples.

Análise do Aquecedor

Vamos começar pela avaliação do custo do vapor a alta pressão produzido pela caldeira. Por isso, será considerado um volume de controle que engloba a caldeira. Combustível e ar entram separadamente na caldeira, e na saída tem-se os produtos da combustão. Água de alimentação entra e vapor a alta pressão sai. O custo total para produzir as correntes de saída é igual ao custo total das correntes de entrada, acrescido dos custos de aquisição e de funcionamento da caldeira. Isto pode ser expresso através do seguinte ***balanço da taxa de custo*** para a caldeira:

balanço da taxa de custo

$$\dot{C}_1 + \dot{C}_P = \dot{C}_F + \dot{C}_a + \dot{C}_w + \dot{Z}_b \qquad (7.30)$$

onde $\dot{C}$ é a taxa de custo da respectiva corrente e $\dot{Z}_b$ leva em conta a taxa de custo associada à aquisição e ao funcionamento da caldeira (cada qual em $ por hora, por exemplo). Na presente discussão, a taxa do custo $\dot{Z}_b$ é conhecida a partir de uma análise econômica realizada previamente.

Embora as taxas de custo designadas por $\dot{C}$ na Eq. 7.30 sejam, na prática, avaliadas por diversos meios, a presente discussão considera apenas o uso da exergia para essa estimativa. Uma vez que a exergia mede os valores termodinâmicos reais de calor, trabalho e outras interações entre um sistema e sua vizinhança juntamente com o efeito das irreversibilidades dentro do sistema, a exergia é uma base racional para a estimativa de custos. Com o custo da exergia, cada uma das taxas de custo é avaliada em termos de uma taxa de transferência de exergia e um *custo unitário*. Assim, para uma corrente que entra ou sai, pode-se escrever

$$\dot{C} = c\dot{E}_f \qquad (7.31)$$

custo por unidade de exergia

onde c denota o ***custo por unidade de exergia*** (em centavos por kW · h, por exemplo) e $\dot{E}_f$ é a taxa de transferência de exergia associada.

Para simplificar, admite-se que a água de alimentação e o ar de combustão entram na caldeira com uma exergia e um custo insignificantes, e os produtos da combustão são descarregados diretamente na vizinhança com um custo igualmente desprezível. Assim, a Eq. 7.30 simplifica-se como se segue

$$\dot{C}_1 + \cancel{\dot{C}_P}^{0} = \dot{C}_F + \cancel{\dot{C}_a}^{0} + \cancel{\dot{C}_w}^{0} + \dot{Z}_b$$

Então, juntamente com a Eq. 7.31, tem-se

$$c_1\dot{E}_{f1} = c_F\dot{E}_{fF} + \dot{Z}_b \qquad (7.32a)$$

Resolvendo para c_1, o custo unitário do vapor a alta pressão é

$$c_1 = c_F\left(\frac{\dot{E}_{fF}}{\dot{E}_{f1}}\right) + \frac{\dot{Z}_b}{\dot{E}_{f1}} \qquad (7.32b)$$

Essa equação mostra que o custo unitário do vapor a alta pressão é determinado por duas contribuições relacionadas, respectivamente, com o custo do combustível e com os custos de aquisição e funcionamento da caldeira. Devido à destruição de exergia e às perdas, menos exergia sai da caldeira com o vapor a alta pressão quando comparada à exergia que entra com o combustível. Assim, $\dot{E}_{fF}/\dot{E}_{f1}$ é invariavelmente maior que 1, e o custo unitário do vapor a alta pressão é invariavelmente maior que o custo unitário do combustível.

Análise da Turbina

A seguir, considere um volume de controle que englobe a turbina. O custo total para a produção de eletricidade e vapor a baixa pressão é igual ao custo do vapor a alta pressão que entra acrescido dos custos de aquisição e de funcionamento do dispositivo. Isso é expresso pelo *balanço da taxa de custo* para a turbina

$$\dot{C}_e + \dot{C}_2 = \dot{C}_1 + \dot{Z}_t \qquad (7.33)$$

onde $\dot{C}_e$ é a taxa de custo associada à eletricidade, $\dot{C}_1$ e $\dot{C}_2$ são as taxas do custo associadas à entrada e à saída de vapor, respectivamente, e $\dot{Z}_t$ leva em conta a taxa de custo associada à aquisição e ao funcionamento da turbina. Com o custo da exergia, cada uma das taxas de custo $\dot{C}_e$, $\dot{C}_1$ e $\dot{C}_2$ é avaliada em termos da taxa de transferência de exergia associada e um custo unitário. A Eq. 7.33 toma então a forma

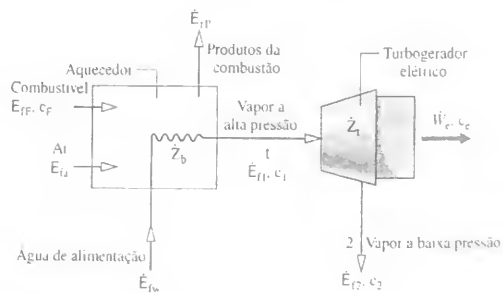
$$c_e\dot{W}_e + c_2\dot{E}_{f2} = c_1\dot{E}_{f1} + \dot{Z}_t \qquad (7.34a)$$

O custo unitário c_1 na Eq. 7.34a é dado pela Eq. 7.32b. Na presente discussão, o mesmo custo unitário é atribuído ao vapor de baixa pressão, ou seja, $c_2 = c_1$. Isto é feito com base no fato de que a finalidade da turbina é gerar eletricidade, e portanto todos os custos associados à aquisição e ao funcionamento da turbina devem ser debitados à potência gerada. Podemos considerar essa decisão parte das considerações de *balancete de custo* que acompanham a análise termoeconômica dos sistemas térmicos. Com $c_2 = c_1$, a Eq. 7.34a torna-se

$$c_e\dot{W}_e = c_1(\dot{E}_{f1} - \dot{E}_{f2}) + \dot{Z}_t \qquad (7.34b)$$

O primeiro termo do lado direito leva em conta o custo da exergia utilizada e o segundo termo leva em conta o custo do próprio sistema.

Resolvendo a Eq. 7.34b para c_e e introduzindo a eficiência exergética da turbina ε da Eq. 7.24, temos

$$c_e = \frac{c_1}{\varepsilon} + \frac{\dot{Z}_t}{\dot{W}_e} \qquad (7.34c)$$

Essa equação mostra que o custo unitário da eletricidade é determinado pelo custo do vapor a alta pressão e pelos custos de aquisição e operação da turbina. Devido à destruição de exergia no interior da turbina, a eficiência exergética é invariavelmente inferior a 1 e, por conseguinte, o custo unitário da eletricidade é invariavelmente maior que o custo unitário do vapor a alta pressão.

Resumo

A partir da aplicação dos balanços das taxas de custo à caldeira e à turbina, pode-se determinar o custo de cada produto do sistema de co-geração. O custo unitário da eletricidade é determinado pela Eq. 7.34c e o custo unitário do vapor a baixa pressão é determinado pela expressão $c_2 = c_1$, juntamente com a Eq. 7.32b. O exemplo a seguir fornece uma ilustração detalhada. A mesma abordagem geral é aplicável no levantamento de custos dos produtos de uma extensa classe de sistemas térmicos.[1]

Exemplo 7.10 CUSTO DE EXERGIA DE UM SISTEMA DE CO-GERAÇÃO

Um sistema de co-geração consiste em uma caldeira abastecida a gás natural e uma turbina de vapor que desenvolve potência e fornece vapor para um processo industrial. Em regime permanente, o combustível entra na caldeira com uma taxa de exergia de 100 MW. O vapor sai da caldeira a 50 bar, 466°C e com uma taxa de exergia de 35 MW. O vapor sai da turbina a 5 bar, 205°C e com uma vazão mássica de 26,15 kg/s. O custo unitário do combustível é de 1,44 centavos por kW · h de exergia. Os custos de aquisição e operação da caldeira e da turbina são, respectivamente, US\$1080/h e US\$92/h. A água de alimentação e o ar da combustão entram com exergia e custo desprezíveis. Os produtos da combustão são descarregados diretamente na vizinhança com custo também desprezível. A transferência de calor com a vizinhança e os efeitos de movimento e gravidade são desprezíveis. Adote $T_0 = 298$ K.

(a) Para a turbina, determine a potência e a taxa de exergia que sai com o vapor, ambos em MW.
(b) Determine os custos unitários do vapor que sai da caldeira, do vapor que sai da turbina e da potência, todos em centavos por kW · h de exergia.
(c) Determine as taxas de custo do vapor que sai da turbina e da potência, ambos em US\$/h.

Solução

Dado: Os dados de operação em regime permanente de um sistema de co-geração que produz tanto eletricidade quanto vapor a baixa pressão para um processo industrial são conhecidos.

Pede-se: Para a turbina, determine a potência e a taxa de exergia que sai com o vapor. Determine os custos unitários do vapor que sai da caldeira, do vapor que sai da turbina e da potência desenvolvida. Determine também as taxas de custo do vapor a baixa pressão e da potência.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E7.10

Modelo de Engenharia:

1. Cada volume de controle mostrado na figura correspondente encontra-se em regime permanente.
2. Para cada volume de controle, $\dot{Q}_{vc} = 0$ e os efeitos de movimento e gravidade são insignificantes.
3. A água de alimentação e o ar da combustão entram na caldeira com exergia e custo desprezíveis.
4. Os produtos da combustão são descarregados diretamente na vizinhança com custo desprezível.
5. Para o ambiente, $T_0 = 298$ K.

Análise:

(a) Pela hipótese 2, os balanços de massa e de energia para um volume de controle em regime permanente que englobe a turbina simplificam-se de modo a fornecer

$$\dot{W}_e = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

[1] Veja A. Bejan, G. Tsatsaronis e M. J. Moran, *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons, Nova York, 1996.

A partir da Tabela A-4, $h_1 = 3353{,}54$ kJ/kg e $h_2 = 2865{,}96$ kJ/kg. Assim,

$$\dot{W}_e = \left(26{,}15\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)(3353{,}54 - 2865{,}96)\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\left|\frac{1\text{ MW}}{10^3\text{ kJ/s}}\right| = 12{,}75\text{ MW}$$

Usando-se a Eq. 7.18, a diferença entre as taxas de exergia que entram e saem da turbina junto com o vapor é

$$\dot{E}_{f2} - \dot{E}_{f1} = \dot{m}(e_{f2} - e_{f1}) = \dot{m}[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)]$$

Resolvendo para $\dot{E}_{f2}$

$$\dot{E}_{f2} = \dot{E}_{f1} + \dot{m}[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)]$$

Com os valores conhecidos para $\dot{E}_{f1}$ e $\dot{m}_1$ e os dados da Tabela A-4: $s_1 = 6{,}8773$ kJ/kg · K e $s_2 = 7{,}0806$ kJ/kg · K, a taxa de exergia que sai com o vapor é

$$\dot{E}_{f2} = 35\text{ MW} + \left(26{,}15\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)\left[(2865{,}96 - 3353{,}54)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 298\text{ K}(7{,}0806 - 6{,}8773)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right]\left|\frac{1\text{ MW}}{10^3\text{ kJ/s}}\right| = 20{,}67\text{ MW}$$

(b) Para um volume de controle que engloba a caldeira, o balanço da taxa de custo simplifica-se pelas hipóteses 3 e 4, fornecendo

$$c_1\dot{E}_{f1} = c_F\dot{E}_{fF} + \dot{Z}_b$$

onde $\dot{E}_{fF}$ é a taxa de exergia do combustível que entra, c_F e c_1 são os custos unitários do combustível e do vapor na saída, respectivamente, e $\dot{Z}_b$ é a taxa de custo associada à aquisição e à operação da caldeira. Resolvendo para c_1 e inserindo os valores conhecidos, temos

$$c_1 = c_F\left(\frac{\dot{E}_{fF}}{\dot{E}_{f1}}\right) + \frac{\dot{Z}_b}{\dot{E}_{f1}}$$
$$= \left(1{,}44\frac{\text{centavos}}{\text{kW}\cdot\text{h}}\right)\left(\frac{100\text{ MW}}{35\text{ MW}}\right) + \left(\frac{\text{US\$1080/h}}{35\text{ MW}}\right)\left|\frac{1\text{ MW}}{10^3\text{ MW}}\right|\left|\frac{100\text{ centavos}}{\text{US\$1}}\right|$$
$$= (4{,}11 + 3{,}09)\frac{\text{centavos}}{\text{kW}\cdot\text{h}} = 7{,}2\frac{\text{centavos}}{\text{kW}\cdot\text{h}}$$

O balanço da taxa de custo para o volume de controle que engloba a turbina é

$$c_e\dot{W}_e + c_2\dot{E}_{f2} = c_1\dot{E}_{f1} + \dot{Z}_t$$

onde c_e e c_2 são os custos unitários da potência e do vapor na saída, respectivamente, e $\dot{Z}_t$ é a taxa de custo associada à aquisição e à operação da turbina. Atribuindo os mesmos custos unitários ao vapor que entra e que sai da turbina, $c_2 = c_1 = 7{,}2$ centavos/kW · h, e ❶ resolvendo para c_e temos

$$c_e = c_1\left[\frac{\dot{E}_{f1} - \dot{E}_{f2}}{\dot{W}_e}\right] + \frac{\dot{Z}_t}{\dot{W}_e}$$

Inserindo os valores conhecidos,

$$c_e = \left(7{,}2\frac{\text{centavos}}{\text{kW}\cdot\text{h}}\right)\left[\frac{(35 - 20{,}67)\text{ MW}}{12{,}75\text{ MW}}\right] + \left(\frac{\text{US\$92/h}}{12{,}75\text{ MW}}\right)\left|\frac{1\text{ MW}}{10^3\text{ kW}}\right|\left|\frac{100\text{ centavos}}{\text{US\$1}}\right|$$

❷
$$= (8{,}09 + 0{,}72)\frac{\text{centavos}}{\text{kW}\cdot\text{h}} = 8{,}81\frac{\text{centavos}}{\text{kW}\cdot\text{h}}$$

(c) Para o vapor a baixa pressão e a potência, as taxas de custo são, respectivamente,

$$\dot{C}_2 = c_2\dot{E}_{f2} = \left(7{,}2\frac{\text{centavos}}{\text{kW}\cdot\text{h}}\right)(20{,}67\text{ MW})\left|\frac{10^3\text{ kW}}{1\text{ MW}}\right|\left|\frac{\text{US\$1}}{100\text{ centavos}}\right| = \text{US\$1488/h}$$

$$\dot{C}_e = c_e\dot{W}_e = \left(8{,}81\frac{\text{centavos}}{\text{kW}\cdot\text{h}}\right)(12{,}75\text{ MW})\left|\frac{10^3\text{ kW}}{1\text{ MW}}\right|\left|\frac{\text{US\$1}}{100\text{ centavos}}\right| = \text{US\$1123/h}$$

---

❶ O propósito da turbina é gerar potência, e assim todos os custos associados à aquisição e à operação da turbina são debitados à potência gerada.

❷ Observe que os custos unitários c_1 e c_e são significativamente maiores que o custo unitário do combustível.

❸ Apesar de o custo unitário do vapor ser menor que o custo unitário da potência, a taxa de *custo* do vapor é maior porque a taxa de exergia associada é bem maior.

Se o custo unitário do combustível fosse dobrado para 2,88 centavos/kW · h, qual seria a variação no custo unitário da potência, expressa em porcentagem, mantendo-se constantes todos os outros dados?

Resposta +53%.

✓ Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo, apresentamos a propriedade exergia e ilustramos sua utilização para análise termodinâmica. Tal como a massa, a energia e a entropia, a exergia é uma propriedade extensiva que pode ser transferida através das fronteiras de um sistema. A transferência de exergia acompanha tanto a transferência de calor quanto o trabalho e o fluxo de massa. Tal como a entropia, a exergia não se conserva. A exergia é destruída no interior de sistemas sempre que irreversibilidades internas estejam presentes. A produção de entropia corresponde à destruição de exergia.

A utilização dos balanços de exergia é apresentada neste capítulo. Os balanços de exergia são expressões da segunda lei que contabilizam a exergia em termos de transferências e destruição de exergia. Em relação aos processos que envolvem sistemas fechados, o balanço de exergia é dado pelas Eqs. 7.4 e as formulações correspondentes para regime permanente são dadas pelas Eqs. 7.11. Para volumes de controle, as expressões para regime permanente são dadas pelas Eqs. 7.13. A análise com volumes de controle contabiliza a transferência de exergia nas entradas e saídas em termos de exergia de fluxo.

Os itens a seguir fornecem um guia de estudo para este capítulo. Ao término do estudo do texto e dos exercícios dispostos no final do capítulo, você estará apto a

- ✓ descrever o significado dos termos dispostos em negrito ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O conjunto de conceitos fundamentais listados mais adiante é particularmente importante.
- ✓ avaliar a exergia específica em um determinado estado usando a Eq. 7.2 e a variação de exergia entre dois estados usando a Eq. 7.3, cada qual relacionada a um ambiente de referência especificado.
- ✓ aplicar balanços de exergia em cada uma das diversas formas alternativas, modelando apropriadamente o caso que está sendo analisado, observando corretamente a convenção de sinais e utilizando cuidadosamente as unidades SI e inglesas.
- ✓ avaliar a exergia específica de fluxo relativa a um ambiente de referência especificado usando a Eq. 7.14.
- ✓ definir e avaliar eficiências exergéticas para componentes de sistemas térmicos de interesse prático.
- ✓ aplicar custos de exergia para perdas de calor e sistemas simples de co-geração.

Conceitos Fundamentais na Engenharia

exergia
ambiente de referência para exergia
estado morto
exergia específica
variação de exergia
balanço de exergia para sistema fechado
transferência de exergia
destruição de exergia
exergia de fluxo
balanço da taxa de exergia
balancete de exergia
eficiência exergética

Equações Principais

$\mathsf{E} = (U - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + \mathrm{EC} + \mathrm{EP}$	(7.1)	Exergia de um sistema
$\mathsf{e} = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \mathrm{V}^2/2 + gz$	(7.2)	Exergia específica.
$\mathsf{E}_2 - \mathsf{E}_1 = (U_2 - U_1) + p_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + (\mathrm{EC}_2 - \mathrm{EC}_1) + (\mathrm{EP}_2 - \mathrm{EP}_1)$	(7.3)	Variação de exergia.
$\mathsf{E}_2 - \mathsf{E}_1 = \mathsf{E}_q - \mathsf{E}_w - \mathsf{E}_d$	(7.4b)	Balanço de exergia para sistema fechado. Veja as Eqs. 7.5 a 7.7 para E_q, E_w, E_d, respectivamente.
$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j - \dot{W} - \dot{\mathsf{E}}_d$	(7.11a)	Balanço da taxa de exergia para sistema fechado em regime permanente.

$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \mathsf{e}_{fe} - \sum_s \dot{m}_s \mathsf{e}_{fs} - \dot{\mathsf{E}}_d$	(7.13a)	Balanço da taxa de exergia para volume de controle em regime permanente.
$\mathsf{e}_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{\mathrm{V}^2}{2} + gz$	(7.14)	Exergia específica de fluxo.

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Seria mais adequado utilizar a expressão "crise de exergia" do que a expressão "crise de energia" utilizada nos noticiários? Explique.
2. Uma loja de conveniências vende gasolina e água potável engarrafada a praticamente o mesmo preço por galão. Comente.
3. Para cada caso ilustrado na Fig. 5.1 (Seção 5.1), identifique as diferenças de propriedade intensivas relevantes entre o sistema e sua vizinhança que evidenciam o *potencial para trabalho*. Para os casos (a) e (b), discuta se o trabalho poderá ser desenvolvido se o valor da propriedade intensiva aplicável para o sistema for *inferior* ao da vizinhança.
4. É possível que a exergia seja negativa? É possível que a *variação* de exergia seja negativa? É possível que a *destruição* de exergia seja negativa?
5. Será que os balões cheios de hélio que sobrevoam estádios em dias de jogo têm exergia? Explique.
6. Um sistema constituído por um espaço evacuado com volume V tem exergia? Explique.
7. Quando um automóvel freia até o repouso, o que acontece com a exergia associada ao seu movimento?
8. Um bloco de gelo derrete quando deixado em um local ensolarado. Será que a sua exergia aumenta ou diminui? Explique.
9. Ao avaliar a destruição de exergia, é *necessário* utilizar um balanço de exergia? Explique.
10. Com referência ao trocador de calor da Fig. 7.10, se tanto a corrente quente quanto a corrente fria estiverem a temperaturas inferiores a T_0, que forma a eficiência exergética tomaria?
11. Além da eficiência poço-a-roda, que outras considerações são utilizadas para comparar as diferentes opções de alimentação de veículos?
12. Um inventor de um gerador a gasolina afirma que seu equipamento produz eletricidade a um custo unitário mais baixo do que o custo unitário do combustível utilizado, sendo que cada custo é baseado em exergia. Comente.

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Explorando Conceitos de Energia

7.1 Por inspeção da Fig. P7.1, que fornece um diagrama T–v para a água, indique se a exergia aumentaria, diminuiria ou permaneceria constante no (a) Processo 1-2, (b) Processo 3-4, (c) Processo 5-6. Explique.

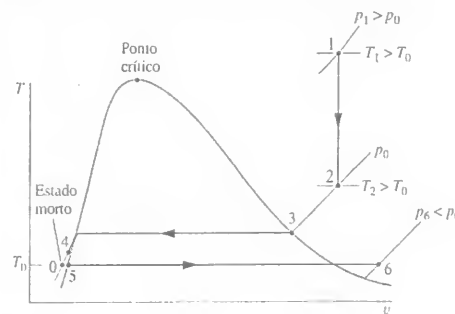



Fig. P7.1

7.2 Um gás ideal é armazenado em um recipiente fechado à pressão p e à temperatura T.

(a) Se $T = T_0$, obtenha uma expressão para a exergia específica em termos de p, p_0, T_0 e da constante do gás R.
(b) Se $p = p_0$, obtenha uma expressão para a exergia específica em termos de T, T_0 e do calor específico c_p, que pode ser considerado constante. Ignore os efeitos de movimento e gravidade.

7.3 Considere um tanque evacuado de volume V. Considerando o espaço no interior do tanque como o sistema, mostre que a exergia é dada por $\mathsf{E} = p_0 V$. Discuta.

7.4 Quantidades molares iguais de dióxido de carbono e hélio são mantidas às mesmas temperatura e pressão. Qual delas possui o maior valor de exergia em relação ao mesmo ambiente de referência? Admita que cada gás obedece ao modelo de gás ideal com c_v constante. Não existem quaisquer efeitos significativos de movimento e gravidade.

7.5 Dois blocos sólidos, cada qual com massa m e calor específico c, e inicialmente às temperaturas T_1 e T_2, respectivamente, são postos em contato e atingem o equilíbrio térmico, sendo que suas superfícies externas mantêm-se isoladas.

(a) Deduza uma expressão para a destruição de exergia em termos de m, c, T_1, T_2 e da temperatura ambiente, T_0.
(b) Demonstre que a destruição de exergia não pode ser negativa.
(c) Qual é a fonte de destruição de exergia nesse caso?

7.6 Um sistema está submetido a um ciclo de refrigeração, recebendo Q_C por transferência de calor a uma temperatura T_C e descarregando a energia Q_H por transferência de calor a uma temperatura mais elevada T_H. Não existem outras transferências de calor.

(a) Utilizando os balanços de energia e exergia, mostre que o trabalho líquido de entrada desse ciclo não pode ser nulo.
(b) Mostre que o coeficiente de desempenho do ciclo pode ser expresso por

$$\beta = \left(\frac{T_C}{T_H - T_C}\right)\left(1 - \frac{T_H \mathsf{E}_d}{T_0(Q_H - Q_C)}\right)$$

onde E_d é a destruição de exergia e T_0 é a temperatura do ambiente de referência para exergia.

(c) Utilizando o resultado do item (b), obtenha uma expressão para o valor máximo teórico do coeficiente de desempenho.

7.7 Quando escoa matéria através da fronteira de um volume de controle, ocorre uma transferência de energia por trabalho, chamada *trabalho de fluxo*. A taxa é dada por $\dot{m}(pv)$, onde $\dot{m}$, p e v indicam a vazão mássica, a pressão e o volume específico, respectivamente, da matéria que atravessa a fronteira (veja a Seção 4.4.2). Mostre que a *transferência de exergia associada ao trabalho de fluxo* é dada por $\dot{m}(pv - p_0 v)$, onde p_0 é a pressão no estado morto.

7.8 Quando escoa matéria através da fronteira de um volume de controle, ocorre uma transferência de exergia associada ao fluxo de massa, dada

por $\dot{m}$e, onde e é a exergia específica (Eq 7.2) e $\dot{m}$ é a vazão mássica Também ocorre uma transferência de exergia na fronteira do sistema associada ao trabalho de fluxo, dada no resultado do Problema 7 7 Mostre que a soma dessas transferências de exergia é dada por $\dot{m}e_f$, onde $\dot{m}e_f$ é a exergia específica de fluxo (Eq 7.14).

7.9 Para um gás ideal com a razão de calores específicos k constante, mostre que, na ausência de efeitos significativos de movimento e gravidade, a exergia específica de fluxo pode ser expressa como

$$\frac{e_f}{c_p T_0} = \frac{T}{T_0} - 1 - \ln\frac{T}{T_0} + \ln\left(\frac{p}{p_0}\right)^{(k-1)/k}$$

(a) Para $k = 1{,}2$ obtenha gráficos de e_f/c_pT_0 *versus* T/T_0 para p/p_0 = 0.25, 0,5, 1, 2, 4. Repita o procedimento para k = 1,3 e 1,4.

(b) A exergia específica de fluxo pode assumir valores negativos quando $p/p_0 < 1$ O que significa um valor negativo fisicamente?

7.10 Um gás ideal com razão de calores específicos k constante entra em uma turbina que opera em regime permanente a T_1 e p_1 e é expandido adiabaticamente até T_2 e p_2. Quando o valor da eficiência exergética da turbina excederia o valor da eficiência isentrópica da turbina? Discuta Ignore os efeitos de movimento e gravidade

Avaliação de Exergia

7.11 Um sistema consiste em 5 kg de água a 10°C e 1 bar. Determine sua exergia, em kJ, se o sistema se encontra em repouso e a uma altura zero, em relação ao ambiente de referência para exergia, para o qual T_0 = 20°C, p_0 = 1 bar

7.12 Determine a exergia, em kJ, a 0,7 bar e 90°C para 1 kg das seguintes substâncias: (a) água, (b) Refrigerante 134a, (c) ar como gás ideal e com c_p constante. Em cada caso, considere que a massa está em repouso e a uma altura zero em relação ao ambiente de referência para o qual T_0 = 20°C, p_0 = 1 bar.

7.13 Determine, em kJ/kg, a exergia específica da água a 0,01°C nas condições de um (a) vapor saturado, (b) líquido saturado, (c) sólido saturado. Em cada caso, considere uma massa fixa em repouso e a uma altura zero em relação ao ambiente de referência para exergia para o qual T_0 = 20°C, p_0 = 1 bar.

7.14 Determine a exergia específica, em Btu, de uma libra-massa de (0,45 kg)

(a) vapor d'água saturado a 212°F (100,0°C).

(b) água líquida saturada a 40°F (4,4°C).

(c) amônia a −40°F (−40,0°C), 6 lbf/in² (41,4 kPa).

Em cada caso, considere uma massa fixa a uma altura zero em relação ao ambiente de referência para exergia para o qual T_0 = 70°F (21,1°C), p_0 = 14,7 lbf/in² (101,3 kPa)

7.15 Um balão cheio de hélio a 20°C, 1 bar e um volume de 0,5 m³ move-se com uma velocidade de 15 m/s a uma altitude de 0,5 km em relação ao ambiente de referência para exergia, para o qual T_0 = 20°C, p_0 = 1 bar. Utilizando o modelo de gás ideal, determine a exergia específica do hélio, em kJ/kg.

7.16 Um reservatório contém dióxido de carbono. Utilizando o modelo de gás ideal

(a) determine a exergia específica do gás, em Btu/lb, para p = 90 lbf/in² (620,5 kPa) e T = 200°F (93,3°C).

(b) esboce graficamente a exergia específica do gás, em Btu/lb, *versus* a pressão para um intervalo entre 15 e 90 lbf/in² (103,4 a 620,5 kPa), para T = 80°F (26,7°C).

(c) esboce graficamente a exergia específica do gás, em Btu/lb, *versus* a temperatura para um intervalo entre 80 e 200°F, para p = 15 lbf/in² O gás se encontra em repouso e a uma altura zero em relação ao ambiente de referência para exergia, para o qual T_0 = 80°F, p_0 = 15 lbf/in².

7.17 Um balão que se encontra em repouso sobre a superfície da Terra em um local em que a temperatura ambiente é de 40°F (4,4°C) e a pressão ambiente é de 1 atm, contém oxigênio (O_2) a uma temperatura T e a 1 atm Utilizando o modelo de gás ideal com c_p = 0,22 Btu/lb · °R (0,92 kJ/kg · K), esboce graficamente a exergia específica do oxigênio, em Btu/lb, relativa à Terra e à sua atmosfera nesse local *versus* T variando de 450 a 600°R (−23,1 a 60,2°C).

7.18 Um reservatório contém 1 lb (0,45 kg) de ar a uma pressão p e a 200°F (93,3°C). Utilizando o modelo de gás ideal, esboce graficamente a exergia específica do ar, em Btu/lb, para p variando de 0,5 a 2 atm. O ar encontra-se em repouso e a uma altura desprezível em relação a um ambiente de referência para exergia, para o qual T_0 = 60°F (15,6°C) e p_0 = 1 atm.

7.19 Determine a exergia específica, em kJ/kg, para as seguintes substâncias que se encontram a 0,6 bar e −10°C. (a) amônia, (b) Refrigerante 22, (c) Refrigerante 134a. Adote T_0 = 0°C, p_0 = 1 bar e ignore os efeitos de movimento e gravidade

7.20 Considere uma mistura bifásica sólido–vapor de água a −10°C. Cada fase presente tem a mesma massa. Determine a exergia específica, em kJ/kg, se T_0 = 20°C, p_0 = 1 atm e se não houver efeitos significativos de movimento ou gravidade

7.21 Determine a exergia, em kJ, do conteúdo de um tanque de armazenamento de 2 m³, caso a substância no tanque seja

(a) ar na situação de gás ideal a 400°C e 0,35 bar.

(b) vapor d'água a 400°C e 0,35 bar

Ignore os efeitos de movimento e gravidade e admita T_0 = 17°C, p_0 = 1 atm.

7.22 Um reservatório rígido contém vapor de Refrigerante 134a inicialmente a 1 bar e 20°C O vapor é resfriado até a temperatura de −32°C. Não há trabalho durante o processo Determine a transferência de calor por unidade de massa e variação da exergia específica para o refrigerante, ambas em kJ/kg Comente os resultados. Adote T_0 = 20°C, p_0 = 0,1 MPa e ignore os efeitos de movimento e gravidade.

7.23 Conforme ilustra a Fig P7.23, 2 kg de água são submetidos a um processo de um estado inicial em que a água se encontra como vapor saturado a 120°C, à velocidade de 30 m/s e a uma altura de 6 m até um estado final de líquido saturado a 10°C, velocidade de 25 m/s e altura de 3 m. Determine, em kJ, (a) a exergia no estado inicial, (b) a exergia no estado final, e (c) a variação de exergia. Adote T_0 = 25°C, p_0 = 1 atm e g = 9,8 m/s².

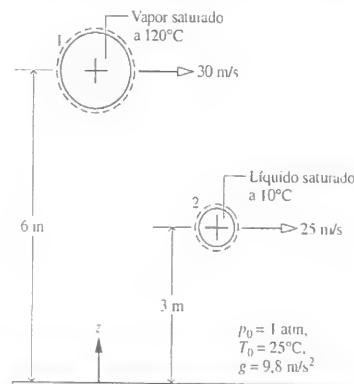



Fig. P7.23

7.24 Duas libras (0,91 kg) de ar inicialmente a 200°F (93,3°C) e 50 lbf/in² (344,7 kPa) são submetidas a dois processos em série:

Processo 1-2: isotérmico a p_2 = 10 lbf/in² (68,9 kPa)

Processo 2-3: pressão constante até T_3 = −10°F (−23,3°C)

Empregando o modelo de gás ideal,

(a) represente cada processo em um diagrama p–v e indique o estado morto.

(b) determine, em Btu, a variação de exergia para cada processo. Adote T_0 = 77°F (25,0°C), p_0 = 14,7 lbf/in² (101,3 kPa) e ignore os efeitos de movimento e gravidade.

7.25 Um tanque rígido contém uma libra-massa (0,45 kg) de ar inicialmente a 1560°R (593,5°C) e 3 atm. O ar é resfriado para 1040°R (304,6°C) e 2 atm Considerando o ar um gás ideal,

(a) indique o estado inicial, o estado final e o estado morto em um diagrama T–v.

(b) determine em Btu, a transferência de calor

(c) determine, em Btu, a variação de exergia, e interprete o sinal usando o diagrama T–v do item (a) Adote T_0 = 520°R (15,7°C), p_0 = 1 atm e ignore os efeitos de movimento e gravidade.

7.26 Considere 1 kg de vapor inicialmente a 20 bar e 240°C como um sistema Determine a variação de exergia, em kJ, para cada um dos seguintes processos

(a) O sistema é aquecido a pressão constante até que seu volume duplique.

(b) O sistema se expande isotermicamente até que seu volume duplique.

Adote T_0 = 20°C, p_0 = 1 bar e ignore os efeitos de movimento e gravidade.

Aplicação do Balanço de Exergia: Sistemas Fechados

7.27 Um quilograma de água contida em um conjunto cilindro-pistão, inicialmente a 1,5 bar e 200°C, é resfriado a pressão constante, sem irreversibilidades internas, até um estado final em que a água é um líquido saturado Para a água como o sistema, determine o trabalho, a transferência de calor e os valores das transferências de exergia associadas ao trabalho e à transferência de calor, ambas em kJ. Adote T_0 = 20°C, p_0 = 1 bar e ignore os efeitos de movimento e gravidade.

7.28 Um quilograma de ar em um pistão-cilindro, inicialmente a 1 bar e 25°C, é aquecido a pressão constante, sem irreversibilidades internas, até uma temperatura final de 177°C. Empregando o modelo de gás ideal, determine o trabalho, a transferência de calor e os valores das transferências de exergia associados ao trabalho e à transferência de calor, todos em kJ. Adote T_0 = 298 K, p_0 1 bar e ignore os efeitos de movimento e gravidade.

7.29 Um reservatório rígido e isolado, conforme ilustra a Fig. P7.29, contém 1,11 kg de Refrigerante 134a. Inicialmente, o refrigerante está na condição de vapor saturado a −28°C. O reservatório é equipado com um agitador utilizado para suspender uma massa Conforme a massa desce uma certa distância, o refrigerante é agitado até atingir um estado final de equilíbrio à pressão de 1,4 bar As únicas variações significativas no estado são percebidas pelo refrigerante e pela massa suspensa Determine, em kJ,

(a) a variação de exergia do refrigerante.

(b) a variação de exergia da massa suspensa

(c) a variação de exergia do sistema isolado composto pelo reservatório e o conjunto massa-polia

(d) a destruição de exergia no interior do sistema isolado.

Adote T_0 = 293 K (20°C), p_0 = 1 bar

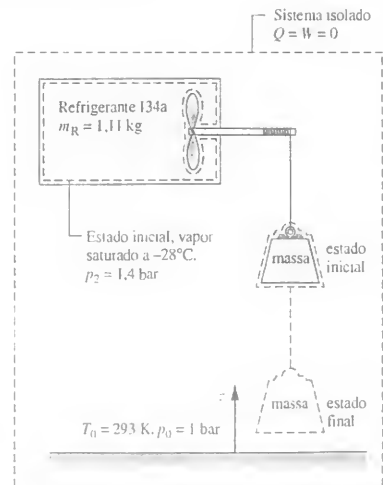



Fig. P7.29

7.30 Um tanque rígido e isolado contém 0,6 kg de ar, inicialmente a 200 kPa e 20°C. O ar é misturado por um agitador até que sua pressão seja de 250 kPa. Utilizando o modelo de gás ideal com c_v = 0,72 kJ/kg · K, determine, em kJ, (a) o trabalho, (b) a variação de exergia do ar e (c) a quantidade de exergia destruída. Ignore os efeitos do movimento e gravidade, e adote T_0 = 20°C, p_0 = 100 kPa.

7.31 Conforme ilustra a Fig P7.31, duas libras (0,91 kg) de amônia estão contidas em um conjunto cilindro-pistão bem isolado, equipado com uma resistência elétrica de massa desprezível A amônia está inicialmente a 20 lbf/in² (137,9 kPa) e com um título de 80% A resistência está ativada até que o volume da amônia aumente em 25%, enquanto sua pressão varia de forma insignificante. Determine, em Btu,

(a) a quantidade de energia transferida por trabalho elétrico e a transferência de exergia correspondente

(b) a quantidade de energia transferida por trabalho para o pistão e a transferência de exergia correspondente

(c) a variação de exergia da amônia

(d) a quantidade de exergia destruída.

Ignore os efeitos de movimento e gravidade e adote T_0 = 60°F (15,6°C), p_0 = 1 atm

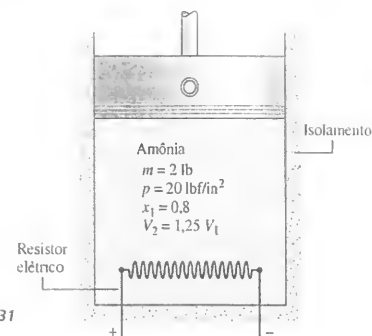



Fig. P7.31

7.32 Um tanque fechado, rígido e isolado contém uma libra (0,45 kg) de ar. Inicialmente, a temperatura é de 500°R (4,6°C) e a pressão está a 1 atm O ar é misturado por um agitador até que sua temperatura seja de 700°R (115,7°C) Utilizando o modelo de gás ideal, determine a variação de exergia para o ar, a transferência de exergia associada ao trabalho e a destruição de exergia, todas em Btu Ignore os efeitos de movimento e gravidade e adote T_0 = 500°R, p_0 = 1 atm.

7.33 Um tanque rígido e isolado contém 1 kg de hélio inicialmente a 20°C e 1 bar. O hélio é misturado por um agitador até que sua pressão atinja 1,45 bar. Empregando o modelo de gás ideal com k = 1,67, determine o trabalho e a destruição de exergia do hélio, ambos em kJ. Ignore os efeitos de movimento e gravidade e admita T_0 = 20°C, p_0 = 1 bar.

7.34 Um reservatório rígido e isolado com capacidade de 100 ft³ (2,8 m³) contém 1 lbmol de dióxido de carbono gasoso inicialmente a 4 atm. Um resistor elétrico de massa desprezível transfere energia para o gás a uma taxa constante de 12 Btu/s durante 1 minuto. Empregando o modelo de gás ideal e ignorando os efeitos de movimento e gravidade, determine (a) a variação de exergia do gás, (b) o trabalho elétrico, e (c) a destruição de exergia, todos em Btu Adote T_0 = 70°F (21,1°C), p_0 = 1 atm

7.35 Um tanque rígido e bem isolado consiste em dois compartimentos, cada qual com o mesmo volume e separados por uma válvula. Inicialmente, um dos compartimentos encontra-se evacuado e o outro contém 0,25 lbmol de nitrogênio gasoso a 50 lbf/in² (344,7 kPa) e 100°F (37,8°C). A válvula é aberta e o gás se expande de modo a preencher o volume total, eventualmente alcançando um estado de equilíbrio Usando o modelo de gás ideal para o nitrogênio,

(a) determine a temperatura final, em °F, e a pressão final, em lbf/in².

(b) determine a destruição de exergia, em Btu

(c) Qual é a causa da destruição de exergia neste caso?

Adote T_0 = 70°F (21,1°C), p_0 = 1 atm

7.36 Conforme ilustra a Fig. P7 36, uma barra de metal de 0,8 lb (0,36 kg) inicialmente a 1900°R (782,4°C) é removida de um forno e resfriada por imersão em um tanque fechado que contém 20 lb (9,1 kg) de água ini-

cialmente a 530°R (21,3°C). Cada substância pode ser modelada como incompressível. Um valor adequado para o calor específico da água é c_a = 1,0 Btu/lb · °R (4,2 kJ/kg · K), e um valor adequado para o metal é c_m = 0,1 Btu/lb · °R (0,42 kJ/kg · K). A transferência de calor dos conteúdos do tanque pode ser desprezada. Determine a destruição de exergia, em Btu. Considere T_0 = 77°F (25,0°C).

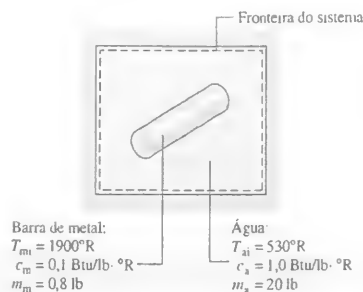



Fig. P7.36

7.37 A Fig. P7.37 fornece dados para a combinação de uma placa aquecida e duas camadas sólidas em regime permanente. Realize um balancete completo de exergia, em kW, da energia elétrica fornecida à combinação, incluindo a transferência de exergia associada à transferência de calor a partir da combinação e a destruição de exergia na placa aquecida e em cada uma das duas camadas. Adote T_0 = 300 K.

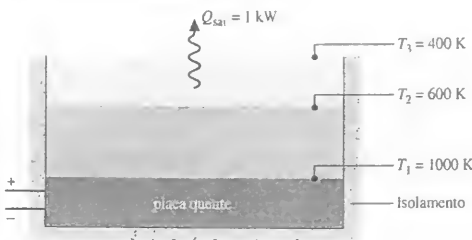



Fig. P7.37

7.38 Conforme ilustra a Fig. P7.38, uma transferência de calor a uma taxa de 500 Btu/h (146,5 W) ocorre ao longo da superfície interna de uma parede. Medições efetuadas durante uma operação em regime permanente revelam que as superfícies interna e externa têm temperaturas iguais a T_1 = 2500°R (1115,7°C) e T_2 = 1000°R (282,4°C), respectivamente. Determine, em Btu/h,

(a) as taxas de transferência de exergia associadas ao calor nas superfícies interna e externa da parede.
(b) a taxa de destruição de exergia.
(c) Qual é a causa da destruição de exergia neste caso?

Considere T_0 = 500°R (4,6°C).

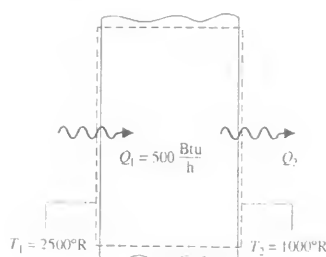



Fig. P7.38

7.39 A Fig. P7.39 fornece dados da parede externa de uma residência em regime permanente, em um dia em que a temperatura interna é mantida a 20°C e a temperatura externa está a 0°C. A taxa de transferência de calor através da parede é 1100 W. Determine, em W, a taxa de destruição de exergia (a) no interior da parede, e (b) no interior do sistema ampliado mostrado na figura pela linha tracejada. Comente os resultados. Considere T_0 = 0°C.

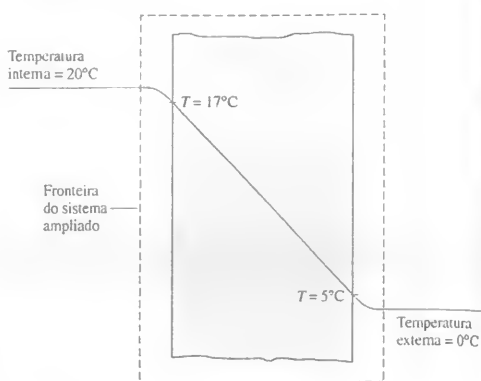



Fig. P7.39

7.40 Uma caixa de redução que opera em regime permanente recebe 2 HP (1,5 kW) ao longo do seu eixo de entrada e fornece 1,89 HP (1,4 kW) ao longo do seu eixo de saída. A superfície externa da caixa de redução está a 110°F (43,3°C). Para a caixa de redução, (a) determine, em Btu/s, a taxa de transferência de calor e (b) realize um balancete completo da exergia associada à potência de acionamento, em Btu/s. Considere T_0 = 70°F (21,1°C).

7.41 Uma caixa de redução que opera em regime permanente recebe 20 HP (14,9 kW) pelo seu eixo de entrada, desenvolve potência através de seu eixo de saída, e sua superfície externa é resfriada de acordo com $hA(T_b - T_0)$, onde T_b = 110°F (43,3°C) é a temperatura da superfície externa e T_0 = 40°F (4,4°C) é a temperatura da vizinhança longe da caixa de redução. O produto entre o coeficiente de transferência de calor h e a área da superfície externa A é dado por 35 Btu/h · °R (198,7 W/K). Considerando a caixa de redução, determine, em HP, um balanço completo da exergia associado à potência de acionamento. Adote T_0 = 40°F.

7.42 Em regime permanente, um motor elétrico desenvolve uma potência através do seu eixo de saída de 0,5 HP (0,37 kW) enquanto conduz uma corrente de 4 A a 120 V. A superfície externa do motor está a 120°F (48,9°C). Considerando o motor (a) determine, em Btu/h, a taxa da transferência de calor, (b) desenvolva um balancete completo da exergia associada à potência de entrada, em Btu/h. Considere T_0 = 60°F (15,6°C).

7.43 Para o modelador de cachos do Problema 6.55, desenvolva um balancete completo da exergia associada à potência fornecida, em Btu/h. Adote T_0 = 70°F (21,1°C).

7.44 Conforme ilustra a Fig. P7.44, um *chip* de silício medindo 5 mm de lado e 1 mm de espessura está inserido em um substrato de cerâmica. Em regime permanente, o chip tem uma potência elétrica de entrada de 0,225 W. A superfície superior do chip está exposta a um refrigerante cuja temperatura é de 20°C. O coeficiente de transferência de calor para a convecção entre o chip e o refrigerante é 150 W/m² · K. A transferência de calor por condução entre o chip e o substrato é desprezível. Determine (a) a

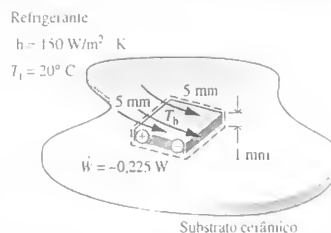



Fig. P7.44

temperatura na superfície do chip, em °C, e (b) a taxa de destruição de exergia no interior do chip, em W. Quais são as causas de destruição de exergia neste caso? Adote T_0 = 293 K.

7.45 Um aquecedor elétrico de água, com uma capacidade de 200 litros, aquece a água de 23 para 55°C. A transferência de calor a partir do exterior do aquecedor de água é desprezível, e os estados do elemento de aquecimento elétrico e do reservatório de água não variam de maneira significativa. Realize um balancete completo da exergia, em kJ, associada à eletricidade fornecida para o aquecedor de água. Modele a água como incompressível e com um calor específico c = 4,18 kJ/kg · K. Considere T_0 = 23°C.

7.46 Um reservatório térmico a 1200 K é separado de outro reservatório térmico a 300 K por uma barra cilíndrica isolada em suas superfícies laterais. Em regime permanente, a transferência de energia por condução é realizada através da barra. O diâmetro da barra é de 2 cm, o comprimento é *L* e a condutividade térmica é 0,4 kW/m · K. Esboce graficamente as seguintes quantidades, todas em kW, *versus L*, variando de 0,01 a 1 m: a taxa de condução através da barra, as taxas de transferência de exergia associadas à transferência de calor para e da barra, e a taxa de destruição de exergia. Considere T_0 = 300 K.

7.47 Dois quilogramas de uma mistura bifásica líquido–vapor de água, inicialmente a 300°C, e x_1 = 0,5, passam por dois processos diferentes descritos a seguir. Para cada caso, a mistura é levada do estado inicial para um estado de vapor saturado, enquanto o volume permanece constante. Para cada processo, determine a variação de exergia da água, as transferências líquidas de exergia por trabalho e calor e a quantidade de exergia destruída, todas em kJ. Considere T_0 = 300 K, p_0 = 1 bar e ignore os efeitos de movimento e gravidade. Comente sobre a diferença entre os valores de destruição de exergia.

(a) O processo ocorre adiabaticamente pela agitação realizada por um impelidor.
(b) O processo é provocado por uma transferência de calor de um reservatório térmico a 630 K. A temperatura da água no local em que ocorre a transferência de calor é 630 K.

7.48 Uma libra (0,45 kg) de oxigênio (O_2) contida em um conjunto cilindro-pistão, inicialmente a 40°F (4,4°C) e 100 lbf/in² (689,5 kPa), expande-se isotermicamente até uma pressão final de 10 lbf/in² (68,9 kPa), enquanto recebe energia por transferência de calor através de uma parede fina que separa o oxigênio de um reservatório térmico a 80°F (26,7°C).

(a) Considerando que o oxigênio é o sistema, avalie o trabalho, a transferência de calor, as transferências de exergia associadas ao trabalho e à transferência de calor e a quantidade de exergia destruída, todos em Btu.
(b) Avalie a quantidade de exergia destruída, em Btu, para um sistema ampliado que inclui o oxigênio e a parede, supondo que o estado da parede se mantém inalterado. Compare com a destruição de exergia do item (a) e comente.

Use o modelo de gás ideal para o oxigênio e considere T_0 = 80°F, p_0 = 15 lbf/in² (103,4 kPa).

7.49 Dez libras-massa (4,5 kg) de ar inicialmente a 1 atm e 600°R (60,2°C) são mantidas em um tanque fechado e rígido. O ar é aquecido lentamente, recebendo 350 Btu por transferência de calor através de uma parede que separa o gás de um reservatório térmico a 900°R (226,8°C). Esta é a única transferência de energia. Supondo que o ar sofre um processo internamente reversível e utilizando o modelo de gás ideal,

(a) determine a variação de exergia, a transferência de exergia associada ao calor e a destruição de exergia, todas em Btu, para o ar tomado como o sistema.
(b) avalie a destruição de exergia de um sistema ampliado que inclui o ar e a parede, partindo do princípio de que o estado da parede permanece inalterado. Compare esse resultado com o item (a) e comente.

Considere T_0 = 40°F (4,4°C), p_0 = 1 atm.

Aplicação do Balanço de Exergia: Volumes de Controle em Regime Permanente

7.50 As condições que se seguem representam o estado na entrada de um volume de controle. Em cada caso, avalie a exergia específica e a exergia específica de fluxo, ambas em kJ/kg. A velocidade é relativa ao ambiente de referência para exergia, no qual T_0 = 20°C, p_0 = 1 bar. O efeito da gravidade pode ser abandonado.

(a) Vapor d'água a 100 bar, 520°C e 100 m/s.
(b) Amônia a 3 bar, 0°C e 5 m/s.
(c) nitrogênio (N_2) considerado um gás ideal a 50 bar, 527°C e 200 m/s.

7.51 Determine a exergia específica e a exergia específica de fluxo, ambas em Btu/lb, para vapor d'água a 600 lbf/in² (4,1 MPa) e 900°F (482,2°C), com V = 150 ft/s (45,7 m/s) e z = 50 ft (15,2 m). A velocidade e a altura são relativas a um ambiente de referência de exergia, para o qual T_0 = 70°F (21,1°C), p_0 = 1 atm e g = 32,2 ft/s² (9,8 m/s²).

7.52 Água a 25°C e 1 bar é drenada de um lago de uma montanha 1 km acima de um vale e escoa através de um turbogerador hidráulico para um outro lago situado na base do vale. Para uma operação em regime permanente, determine, em kg/s, a vazão mássica mínima teórica necessária para gerar eletricidade a uma taxa de 1 MW. Considere T_0 = 25°C, p_0 = 1 bar e ignore os efeitos de movimento.

7.53 Em regime permanente, os gases quentes dos produtos da combustão resfriam de 2800°F (1537,8°C) a 260°F (126,7°C) conforme escoam através de um tubo. Devido ao atrito desprezível do fluido, o fluxo ocorre a uma pressão praticamente constante. Aplicando o modelo de gás ideal com c_p = 0,25 Btu/lb · °R (1,0 kJ/kg · K), determine a transferência de exergia associada à transferência de calor a partir do gás, em Btu por lb de gás que escoa. Adote T_0 = 60°F (15,6°C) e ignore os efeitos de movimento e gravidade.

7.54 Para a simples instalação de potência a vapor do Problema 6.117, determine, em MW, (a) a taxa *líquida* de exergia que sai da instalação com a água de resfriamento e (b) a taxa *líquida* de exergia que sai da fábrica com a água de esfriamento. Comente os resultados. Adote T_0 = 20°C, p_0 = 1 atm e ignore os efeitos de movimento e gravidade.

7.55 Vapor d'água entra em uma válvula com uma vazão mássica de 2,7 kg/s a uma temperatura de 280°C e uma pressão de 30 bar e sofre um processo de estrangulamento até 20 bar.

(a) Determine as taxas de exergia de fluxo na entrada e na saída da válvula e a taxa de destruição de exergia, todas em kW.
(b) Avaliando o custo da exergia em 8 centavos por kW · h, determine o custo anual associado à destruição de exergia, admitindo 8000 horas de operação anual.

Considere T_0 = 25°C, p_0 = 1 atm.

7.56 Vapor d'água a 1000 lbf/in² (6,9 MPa) e 600°F (315,6°C) entra em uma válvula que opera em regime permanente e sofre um processo de estrangulamento.

(a) Determine a temperatura de saída, em °F, e a taxa de destruição de exergia, em Btu por lb de vapor, para uma pressão de saída de 500 lbf/in² (3,4 MPa).
(b) Esboce graficamente a temperatura de saída, em °F, e a taxa de destruição de exergia, em Btu por lb de vapor, *versus* a pressão de saída para um intervalo de 500 a 1000 lbf/in².

Considere T_0 = 70°F (21,1°C) e p_0 = 14,7 lbf/in² (101,3 kPa).

7.57 Ar a 200 lbf/in² (1,4 MPa), 800°R (171,3°C) e uma vazão volumétrica de 100 ft³/min (0,05 m³/s) entra em uma válvula que opera em regime permanente e é submetido a um processo de estrangulamento. Admitindo o comportamento do gás ideal,

(a) determine a taxa de destruição de exergia, em Btu/min, para uma pressão de saída de 15 lbf/in² (103,4 kPa).
(b) esboce graficamente a taxa de destruição de exergia, em Btu/min, *versus* a pressão de saída variando de 15 a 200 lbf/in².

Adote T_0 = 530°R (21,3°C) e p_0 = 15 lbf/in².

7.58 Vapor d'água a 4,0 MPa e 400°C entra em uma turbina isolada que opera em regime permanente e expande-se para vapor saturado a 0,1 MPa. Os efeitos de movimento e gravidade podem ser desprezados. Determine o trabalho desenvolvido e a destruição de exergia, ambos em kJ por kg de vapor d'água que escoa através da turbina. Adote T_0 = 27°C, p_0 = 0,1 MPa.

7.59 Ar entra em uma turbina isolada que opera em regime permanente a 8 bar, 500 K e 150 m/s. Na saída da turbina as condições são de 1 bar, 320 K e 10 m/s. Não há qualquer variação significativa de altura. Determine o trabalho desenvolvido e a destruição de exergia, ambos em kJ por kg de ar. Adote T_0 = 300 K e p_0 = 1 bar.

7.60 Ar entra em uma turbina que opera em regime permanente com uma pressão de 75 lbf/in² (517,1 kPa), a uma temperatura de 800°R (171,3°C) e

uma velocidade de 400 ft/s (121,9 m/s). Na saída da turbina, as condições são de 15 lbf/in² (103,4 kPa), 600°R (60,2°C) e 100 ft/s (30,5 m/s). A transferência de calor da turbina para a vizinhança ocorre a uma temperatura média de superfície de 620°R (71,3°C). A taxa de transferência de calor é de 2 Btu/lb (4,6 kJ/kg) de ar que passa pela turbina. Considerando a turbina, determine o trabalho desenvolvido e a exergia destruída, ambos em Btu por lb de ar. Adote T_0 = 40°F (4,4°C) e p_0 = 15 lbf/in²

7.61 Vapor entra em uma turbina que opera em regime permanente a 6 MPa e 500°C, com uma vazão mássica de 400 kg/s. Na saída tem-se vapor saturado a 8 kPa. A transferência de calor da turbina para a vizinhança ocorre a uma taxa de 8 MW e a uma temperatura média de 180°C. Os efeitos de movimento e gravidade são desprezíveis.

(a) Para um volume de controle englobando a turbina, determine a potência desenvolvida e a taxa de destruição de exergia, ambas em MW.
(b) Se a turbina está localizada em uma instalação em que a temperatura ambiente é de 27°C, determine a taxa de destruição de exergia para um volume de controle ampliado que inclua a turbina e sua vizinhança, de modo que a transferência de calor ocorra à temperatura ambiente. Explique por que os valores de destruição de exergia dos itens (a) e (b) diferem.

Adote T_0 = 300 K e p_0 = 100 kPa

7.62 Uma turbina isolada em regime permanente recebe vapor a 400 lbf/in² (2,8 MPa), 600°F (315,6°C) e o descarrega a 1 lbf/in² (6,9 kPa). Esboce graficamente a taxa de destruição de exergia, em Btu por lb de vapor, *versus* a eficiência isoentrópica da turbina variando de 70 a 100%. Os efeitos de movimento e gravidade significam justamente os efeitos da energia cinética e potencial em engenharia são desprezíveis e T_0 = 60°F (15,6°C), p_0 = 1 atm.

7.63 Ar entra em um compressor que opera em regime permanente a T_1 = 300 K, p_1 = 1 bar e com uma velocidade de 70 m/s. Na saída, T_2 = 540 K, p_2 = 5 bar e a velocidade é de 150 m/s. O ar pode ser modelado como um gás ideal com c_p = 1,01 kJ/kg · K. As perdas de calor podem ser ignoradas. Determine, em kJ por kg de ar, (a) a potência requerida pelo compressor e (b) a taxa de destruição de exergia no interior do compressor. Adote T_0 = 300 K, p_0 = 1 bar. Ignore os efeitos de movimento e gravidade.

7.64 Ar a 1 bar, 17°C e com uma vazão mássica de 0,3 kg/s entra em um compressor isolado operando em regime permanente e sai a 3 bar e 147°C. Determine a potência requerida pelo compressor e a taxa de destruição de exergia, ambas em kW. Ignore os efeitos de movimento e gravidade. Adote T_0 = 17°C e p_0 = 1 bar.

7.65 Refrigerante 134a a −10°C, 1,4 bar e uma vazão mássica de 280 kg/h entra em um compressor isolado que opera em regime permanente e sai a 9 bar. A eficiência isoentrópica do compressor é de 82%. Determine

(a) a temperatura do refrigerante ao sair do compressor, em °C
(b) a potência de acionamento do compressor, em kW.
(c) a taxa de destruição de exergia, em kW.

Ignore os efeitos de movimento e gravidade e adote T_0 = 20°C, p_0 = 1 bar.

7.66 Ar é comprimido em um compressor axial que opera em regime permanente de 27°C, 1 bar até uma pressão de 2,1 bar. O trabalho requerido é de 94,6 kJ por kg de ar. A transferência de calor do compressor ocorre a uma temperatura média de superfície de 40°C, à taxa de 14 kJ por kg de ar. Os efeitos de movimento e da gravidade podem ser ignorados. Adote T_0 = 20°C e p_0 = 1 bar. Supondo comportamento de gas ideal, determine (a) a temperatura do ar na saída, em °C, e (b) a taxa de destruição de exergia no interior do compressor, em kJ por kg de ar.

7.67 A Fig. P7.67 mostra um dispositivo para desenvolver potência utilizando transferência de calor a partir de um processo industrial a alta temperatura juntamente com uma entrada de vapor. A figura fornece dados para a operação em regime permanente. Todas as superfícies são bem isoladas, exceto a que está a 527°C, através da qual a transferência de calor ocorre a uma taxa de 4,21 kW. O dispositivo desenvolve potência a uma taxa de 6 kW. Determine, em kW,

(a) a taxa da exergia que entra associada à transferência de calor
(b) a taxa *líquida* da exergia que é transportada pelo vapor, $(\dot{E}_{f1} - \dot{E}_{f2})$
(c) a taxa de destruição de exergia no interior do dispositivo

Ignore os efeitos de movimento e gravidade, e adote T_0 = 293 K e p_0 = 1 bar.

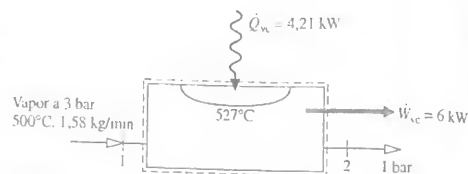



Fig. P7.67

7.68 Determine a taxa de destruição de exergia, em Btu/min para o sistema de dutos do Problema 6.111. Adote T_0 = 500°R (4,6°C) e p_0 = 1 atm.

7.69 Para o *tubo de vórtice* do Exemplo 6.7, determine a taxa de destruição de exergia, em Btu por lb do ar que entra. Com relação a esses valores de destruição de exergia, comente a afirmação do inventor. Adote T_0 = 530°R (21,3°C) e p_0 = 1 atm

7.70 Vapor d'água a 1,4 MPa, 350°C e com uma vazão mássica de 0,125 kg/s entra em uma turbina isolada que opera em regime permanente e sai a 100 kPa. Trace a temperatura do vapor descarregado, em °C, a potência desenvolvida pela turbina, em kW, e a taxa de destruição de exergia no interior da turbina, em kW, todas *versus* a eficiência isoentrópica da turbina variando de 0 a 100%. Ignore os efeitos de movimento e gravidade. Adote T_0 = 20°C e p_0 = 0,1 MPa.

7.71 Vapor entra em uma turbina isolada que opera em regime permanente a 100 lbf/in² (689,5 kPa) e 500°F (260,0°C), e com uma vazão mássica de 3 × 10⁵ lb/h (37,8 kg/s), e expande-se até uma pressão de 1 atm. A eficiência isentropica da turbina é de 80%. Se a exergia for avaliada em 8 centavos por kW · h, determine

(a) o valor da potência produzida, em US$/h.
(b) o custo da exergia destruída, em US$/h.
(c) Trace os valores da potência produzida e da exergia destruída, ambas em US$/h, *versus* a eficiência isentrópica variando de 80 a 100%.

Ignore os efeitos de movimento e gravidade. Considere T_0 = 70°F (21,1°C) e p_0 = 1 atm.

7.72 Ar a T_1 = 1300°R (449,1°C) e p_1 = 16 lbf/in² (110,3 kPa) entra em um trocador de calor contracorrente que opera em regime permanente e sai a p_2 = 14,7 lb/in² (101,3 kPa). Uma outra corrente de ar entra a T_3 = 850°R (199,1°C) e p_3 = 60 lbf/in² (413,7 kPa), e sai a T_4 = 1000°R (282.4°C) e p_4 = 50 lbf/in² (344,7 kPa). As taxas de fluxo de massa das correntes são iguais. As perdas de calor e os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados. Admitindo o modelo de gás ideal com c_p = 0,24 Btu/lb · °R (1,0 kJ/kg · K), determine (a) T_2, em °R, e (b) a taxa de destruição de exergia no interior do trocador de calor, em Btu por lb de ar em escoamento. Adote T_0 = 520°R (15,7°C) e p_0 = 1 atm.

7.73 Um trocador de calor contracorrente que opera em regime permanente admite agua entrando como vapor saturado a 1 bar a uma vazão mássica de 2 kg/s e saindo como líquido saturado a 1 bar. Ar entra em uma corrente separada a 300 K e 1 bar e sai a 335 K, sem variação de pressão significativa. A transferência de calor entre o trocador e sua vizinhança pode ser desprezada. Determine

(a) a variação da taxa de exergia de fluxo de cada corrente, em kW.
(b) a taxa de destruição de exergia no trocador de calor, em kW.

Ignore os efeitos de movimento e gravidade. Adote T_0 = 300 K e p_0 = 1 bar.

7.74 Água a T_1 = 100°F (37,8°C) e p_1 = 30 lbf/in² (206,8 kPa) entra em um trocador de calor contracorrente que opera em regime permanente com uma vazão mássica de 100 lb/s (45,4 kg/s) e sai a T_2 = 200°F (93,3°C) com aproximadamente a mesma pressão. Ar entra em uma corrente separada a T_3 = 540°F (282,2°C) e sai a T_4 = 140°F (60,0°C) sem qualquer variação de pressão significativa. O ar pode ser modelado como um gás ideal e as perdas de calor podem ser ignoradas. Determine (a) a vazão mássica do ar, em lb/s, e (b) a taxa de destruição de exergia no interior do trocador de calor, em Btu/s. Ignore os efeitos de movimento e gravidade e adote T_0 = 60°F (15,6°C) e p_0 = 1 atm

7.75 Ar entra em um trocador de calor contracorrente que opera em regime permanente a 22°C e 0,1 MPa e sai a 7°C. Refrigerante 134a entra a 0,2 MPa, com um título de 0,2 e uma vazão mássica de 30 kg/h. O Refrigerante sai a 0°C. Considere que as perdas de calor são desprezíveis e que não há variação significativa de pressão em qualquer das correntes

(a) Determine a taxa de transferência de calor, em kJ/h, para o fluxo do Refrigerante 134a
(b) Determine a variação da taxa da exergia de fluxo, em kJ/h, para cada uma das correntes. Compare os valores.

Adote T_0 = 22°C p_0 = 0,1 MPa e ignore os efeitos de movimento e gravidade

7.76 Água líquida entra em um trocador de calor que opera em regime permanente a T_1 = 60°F (15,6°C) e p_1 = 1 atm e sai a T_2 = 160°F (71,1°C) com uma variação de pressão desprezível. Vapor entra em uma corrente separada, a T_3 = 20 lbf/in² (137,9 kPa) e x_3 = 92%, e sai a T_4 = 140°F (60,0°C) e p_4 = 18 lbf/in² (124,1 kPa). As perdas de calor e os efeitos de movimento e gravidade são desprezíveis. Adote T_0 = 60°F e p_0 = 1 atm. Determine (a) a razão entre as vazões mássicas das duas correntes e (b) a taxa de destruição de exergia, em Btu por lb do vapor que entra no trocador de calor

7.77 Argônio entra em um bocal que opera em regime permanente a 1300 K, 360 kPa e com uma velocidade de 10 m/s. Na saída do bocal a temperatura e a pressão são de 900 K e 130 kPa, respectivamente. As perdas de calor podem ser ignoradas. Considere o argônio um gás ideal com k = 1,67. Determine (a) a velocidade na saída, em m/s, e (b) a taxa de destruição de exergia, em kJ por kg de argônio em escoamento. Adote T_0 = 293 K e p_0 = 1 bar

7.78 Nitrogênio (N_2) entra em um bocal bem isolado que opera em regime permanente a 75 lbf/in² (517,1 kPa), 1200°R (393,5°C) e 80 ft/s (24,4 m/s). A pressão na saída do bocal é de 20 lbf/in² (137,9 kPa). A eficiência isentrópica do bocal é de 90%. Considerando o bocal, determine a velocidade de saída, em m/s, e a taxa de destruição de exergia, em Btu por lb de nitrogênio. Considere T_0 = 70°F (21,1°C) e p_0 = 14,7 lbf/in² (101.3 kPa).

7.79 Conforme ilustra a Fig. P7.79, um aquecedor de água de alimentação aberto opera em regime permanente com líquido entrando em 1 a T_1 = 40°C e p_1 = 7,0 bar. O vapor d'água a T_2 = 200°C e p_2 = 7,0 bar entra em 2. Agua líquida saturada sai a uma pressão dada por p_3 = 7,0 bar. Ignorando a transferência de calor com a vizinhança e os efeitos de movimento e gravidade, determine

(a) a razão entre as vazões mássicas, $\dot{m}_1/\dot{m}_2$.
(b) a taxa de destruição de exergia, em kJ por kg de líquido na saída.

Adote T_0 = 25°C, p_0 = 1 atm

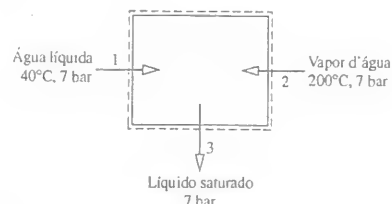
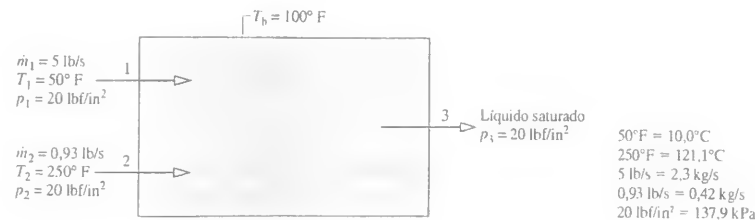



Fig. P7.79

7.80 Vapor d'água a 0,7 MPa e 355°C entra em um aquecedor de água de alimentação aberto que opera em regime permanente. Uma corrente separada de água líquida entra a 0,7 MPa e 35°C. Uma única corrente misturada sai como líquido saturado a 0,7 MPa com uma vazão mássica de 20 kg/s. As perdas de calor e os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados. Adote T_0 = 20°C e p_0 = 1 atm. Determine (a) as vazões mássicas das correntes de entrada, em kg/s, (b) a taxa de destruição de exergia, em kW, e (c) o custo da exergia destruída, em US$/ano, para 8000 horas de operação anuais. Estime a exergia a 8 centavos por kW · h.

7.81 A Fig. P7.81 apresenta dados operacionais de uma câmara de mistura em regime permanente, na qual entra uma corrente de água líquida e uma corrente de vapor d'agua. As duas correntes formam uma mistura que sai como uma corrente de líquido saturado. A transferência de calor da câmara de mistura para a sua vizinhança ocorre a uma temperatura média de superfície de 100°F (37,8°C). Os efeitos de movimento e gravidade são desprezíveis. Adote T_0 = 70°F (21,1°C) e p_0 = 1 atm. Para a câmara de mistura, determine, em Btu/s, (a) a taxa de transferência de calor e a taxa de transferência de exergia correspondente e (b) a taxa de destruição de exergia.

7.82 Água líquida a 20 lbf/in² (137,9 kPa) e 50°F (10,0°C) entra em uma câmara de mistura que opera em regime permanente com uma vazão mássica de 5 lb/s (2,3 kg/s) e se mistura a uma corrente separada de vapor que entra a 20 lbf/in² e 250°F (121,1°C), com uma vazão mássica de 0,38 lb/s (0,17 kg/s). Uma única corrente misturada sai a 20 lbf/in² e 130°F (54,4°C). Ocorre transferência de calor da câmara de mistura para a vizinhança. Despreze os efeitos de movimento e gravidade e adote T_0 = 70°F (21,1°C) e p_0 = 1 atm. Determine a taxa de destruição de exergia, em Btu/s, para um volume de controle que engloba a câmara de mistura e o suficiente de sua vizinhança imediata de modo que a transferência de calor ocorra a 70°F.

7.83 Vapor d'água com uma vazão mássica de 10 lb/s (4.5 kg/s) entra em uma turbina que opera em regime permanente a 800°F (426,7°C) e 600 lbf/in² (4,1 MPa) e se expande a 60 lbf/in² (413,7 kPa). A potência desenvolvida pela turbina é de 2852 HP (2126,7 kW). O vapor então passa por um trocador de calor contracorrente com uma variação de pressão desprezível, saindo a 800°F. O ar entra no trocador de calor em uma corrente separada a 1,1 atm e 1020°F (548,9°C), e sai a 1 atm e 620°F (326,7°C). Os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados e não há qualquer transferência de calor significativa entre os componentes e sua vizinhança. Determine

(a) a vazão mássica do ar, em lb/s.
(b) as taxas de destruição de exergia na turbina e no trocador de calor, ambas em Btu/s

Estimando a exergia a 8 centavos por kW · h, determine o custo por hora de cada uma das taxas obtidas no item (b). Adote T_0 = 40°F (4,4°C) e p_0 = 1 atm.

7.84 Uma turbina a gás que opera em regime permanente é mostrada na Fig. P7.84. O ar entra no compressor com uma vazão mássica de 5 kg/s a 0,95 bar e 22°C e sai a 5,7 bar. Em seguida o ar passa por um trocador de calor antes de entrar na turbina a 1100 K e 5,7 bar. O ar sai da turbina a 0,95 bar. O compressor e a turbina operam adiabaticamente e os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados. As eficiências isoentrópicas do compressor e da turbina são de 82 e 85%, respectivamente. Utilizando o modelo de gás ideal para o ar, determine, em kW,

(a) a potência *líquida* desenvolvida.
(b) as taxas de destruição de exergia para o compressor e para a turbina
(c) a taxa *líquida* de exergia transportada da instalação na saída da turbina, $(\dot{E}_{f4} - \dot{E}_{f1})$

Adote T_0 = 22°C e p_0 = 0,95 bar.

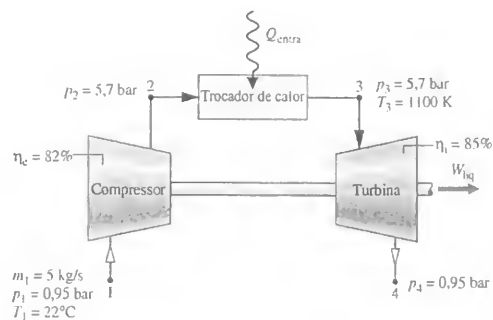



Fig. P7.81

Fig. P7.84

7.85 A Fig. P7.85 mostra uma instalação de potência de turbina a gás que opera em regime permanente, constituída por um compressor, um trocador de calor e uma turbina. O ar entra no compressor com uma vazão mássica de 3,9 kg/s a 0,95 bar e 22°C e sai da turbina a 0,95 bar e 421°C. A transferência de calor para o ar ocorre a uma temperatura média de 488°C, à medida que o ar escoa através do trocador de calor. O compressor e a turbina operam adiabaticamente. Utilizando o modelo de gás ideal para o ar e desprezando os efeitos de movimento e gravidade, determine, em MW,

(a) a taxa de transferência de exergia associada à transferência de calor para o ar que escoa pelo trocador de calor
(b) a taxa *líquida* de exergia transportada da instalação na saída da turbina ($\dot{E}_{f2} - \dot{E}_{f1}$).
(c) a taxa de destruição de exergia no interior da instalação de potência.

Compare os resultados de (a) a (c) e comente. Adote T_0 = 295 K (22°C) e p_0 = 0,95 bar.

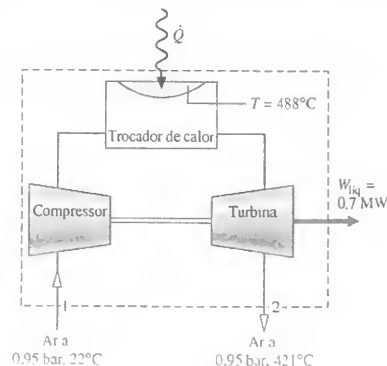



Fig. P7.85

7.86 A Fig. P7.86 mostra um sistema de geração de potência em regime permanente. Água líquida saturada entra a 80 bar com uma vazão mássica de 94 kg/s. Líquido saturado sai a 0,08 bar com a mesma vazão mássica. Como indicam as setas, ocorrem três transferências de calor, cada qual a temperatura especificada pela seta: a primeira acrescenta 135 MW a 295°C, a segunda acresce 55 MW a 375°C e a terceira retira energia a 20°C. O sistema gera potência a uma taxa de 80 MW. Os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados. Adote T_0 = 20°C e p_0 = 1 atm. Determine, em MW (a) a taxa de transferência de calor $\dot{Q}_3$ e a taxa de transferência exergia correspondente, e (b) um balancete completo de exergia relativo à exergia *total* fornecida ao sistema com os dois acréscimos de calor e com a exergia *líquida* ($\dot{E}_{f1} - \dot{E}_{f2}$) transportada pela corrente de água conforme esta passa da entrada para a saída.

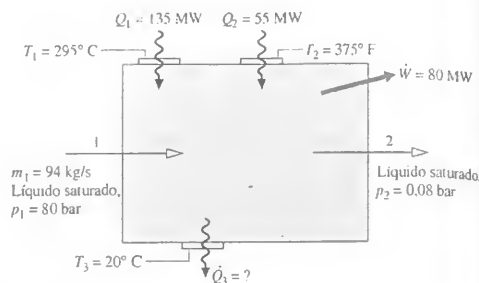



Fig. P7.86

7.87 A Fig. P7.87 mostra uma instalação de potência de turbina a gás que utiliza ar como fluido de trabalho. A tabela apresentada fornece os dados operacionais em regime permanente. O ar pode ser modelado como um gás ideal. As perdas de calor e os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados. Adote T_0 = 290 K, p_0 = 100 kPa. Determine, em kJ por kg de ar em escoamento, (a) a potência *líquida* desenvolvida, (b) o aumento da exergia *líquida* do ar que passa pelo trocador de calor, ($e_{f3} - e_{f2}$), e (c) um balancete completo de exergia baseado na exergia fornecida à instalação obtida no item (b). Comente.

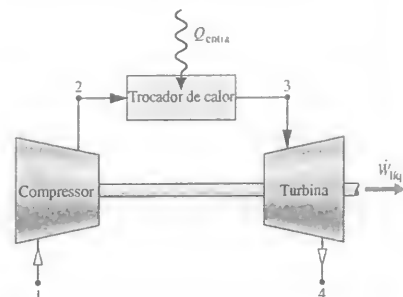



Fig. P7.87

Estado	p (kPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s^0 (kJ/kg K)[a]
1	100	290	290,16	1,6680
2	500	505	508,17	2,2297
3	500	875	904,99	2,8170
4	100	635	643,93	2,4688

[a] A variável s^0 aparece na Eq. 6.20a e na Tabela A-22.

7.88 Dióxido de carbono (CO_2) entra em uma turbina que opera em regime permanente a 50 bar, 500 K e com uma velocidade de 50 m/s. A área de entrada vale 0,02 m². Na saída, a pressão é de 20 bar, a temperatura é de 440 K e a velocidade é de 10 m/s. A potência desenvolvida pela turbina é de 3 MW, e a transferência de calor ocorre através de uma porção da superfície em que a temperatura média é 462 K. Suponha comportamento de gás ideal para o dióxido de carbono e despreze o efeito da gravidade. Adote T_0 = 298 K e p_0 = 1 bar.

(a) Determine a taxa de transferência de calor, em kW.
(b) Realize um balancete completo de exergia, em kW, baseado na taxa de exergia *líquida* transportada para a turbina pelo dióxido de carbono.

7.89 Para o compressor de ar do Problema 7.66, realize um balancete completo de exergia, em kJ por kg de ar, baseado no trabalho da entrada.

7.90 Um compressor equipado com uma camisa d'água e operando em regime permanente admite ar com uma vazão volumétrica de 900 m³/h

a 22°C e 0,95 bar e o descarrega a 317°C e 8 bar. Água de resfriamento entra na camisa d'água a 20°C e 100 kPa, com uma vazão mássica de 1400 kg/h, e sai a 30°C essencialmente à mesma pressão. Não existe transferência de calor significativa da superfície externa da camisa d'água para a vizinhança, e os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados. Considerando tal compressor, realize um balancete completo de exergia relativo à potência de acionamento. Adote T_0 = 20°C, p_0 = 1 atm.

7.91 De acordo com uma ficha de dados de um laboratório, ar entra em um compressor que opera em regime permanente a 1 bar e 20°C com uma vazão volumétrica de 9 m³/min e sai a 5 bar e 160°C. Água de resfriamento circula por uma camisa d'água que envolve o compressor a uma taxa de 8,6 kg/min, entrando a 17°C e saindo a 25°C com uma variação de pressão insignificante. Não existe transferência de calor significativa da superfície externa da camisa d'água, e os efeitos de movimento e gravidade são desprezíveis. Adote T_0 = 17°C e p_0 = 1 bar. Realize um balancete completo de exergia, em kW, baseado na potência de acionamento e comente.

7.92 Refrigerante 134a entra em um compressor com camisas d'água que operam em regime permanente a 10°C e 3,2 bar e sai a 70°C e 10 bar. Água de resfriamento entra como um fluxo separado a 20°C e sai a 32°C, sem alterações significativas de pressão. O refrigerante tem uma vazão mássica de 1,63 kg/s, e a potência de acionamento do compressor é de 55,2 kJ por kg de refrigerante. Admitindo que não há transferência de calor entre a superfície externa das camisas d'água e a vizinhança, e desprezando os efeitos de movimento e gravidade,

(a) determine a vazão mássica da água de resfriamento, em kg/s, e
(b) realize um balancete completo de exergia, em kW, baseado na potência de acionamento do compressor, e comente.

Adote T_0 = 20°C e p_0 = 1 bar.

7.93 Para o compressor e o trocador de calor do Problema 6.114, realize um balancete completo de exergia, em kW, baseado na potência de acionamento do compressor. Adote T_0 = 300 K, p_0 = 96 kPa.

7.94 A Fig. P7.94 mostra água líquida a 80 lbf/in² (551,6 kPa) e 300°F (148,9°C) entrando em uma câmara de vaporização através de uma válvula, a uma taxa de 22 lb/s (10,0 kg/s). Na saída da válvula, a pressão é de 42 lbf/in² (289,6 kPa). Líquido saturado é retirado pelo fundo da câmara de vaporização a 40 lbf/in² (275,8 kPa) e vapor saturado é descarregado próximo ao topo a 40 lbf/in². Uma turbina recebe o vapor gerado com uma eficiência isoentrópica de 90% e uma pressão de saída de 2 lbf/in² (13,8 kPa). Considerando que a operação ocorre em regime permanente, que a transferência de calor com a vizinhança é desprezível e que não há efeitos significativos de movimento e gravidade, realize um balancete completo de exergia, em Btu/s, associado à taxa *líquida* na qual a exergia é fornecida: ($\dot{E}_{f1} - \dot{E}_{f3} - \dot{E}_{f5}$). Adote T_0 = 500°R (4,6°C) e p_0 = 1 atm.

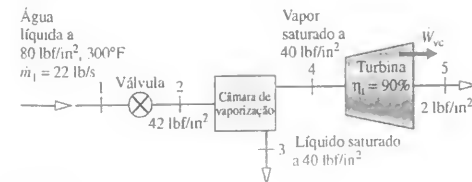



Fig. P7.94

7.95 A Fig. P7.95 fornece dados operacionais em regime permanente para uma válvula de expansão em paralelo com uma turbina a vapor com 90% de eficiência isoentrópica. Os fluxos que saem da válvula e da turbina se misturam em uma câmara de mistura. A transferência de calor com a vizinhança e os efeitos de movimento e gravidade podem ser desprezados. Determine

(a) a potência desenvolvida pela turbina, em Btu/s
(b) as vazões mássicas através da turbina e da válvula, ambas em lb/s
(c) um balancete completo de exergia, em Btu/s, relativo à taxa *líquida* à qual a exergia é fornecida: ($\dot{E}_{f1} - \dot{E}_{f4}$)

Adote T_0 = 500°R (4,6°C) e p_0 = 1 atm.

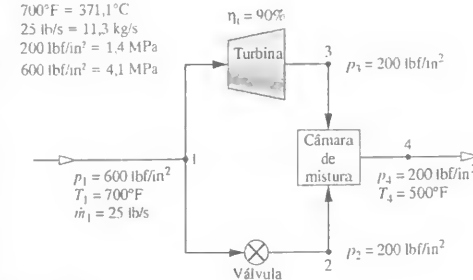



Fig. P7.95

Utilização de Eficiências Exergéticas

7.96 Estabeleça e avalie uma eficiência exergética do aquecedor de água do Problema 7.45.

7.97 Esboce graficamente a eficiência exergética dada pela Eq. 7.21b *versus* T_u/T_0 para T_s/T_0 = 8,0 e η = 0,4; 0,6; 0,8; 1,0. O que se pode perceber do gráfico para T_s/T_0 fixo? E para ε fixo? Discuta.

7.98 A partir de um fornecimento de eletricidade, a resistência elétrica de um forno que opera em regime permanente fornece energia por transferência de calor a um processo a uma taxa $\dot{Q}_u$ e a uma temperatura de uso T_u. Não existem outras transferências de energia significativas.

(a) Estabeleça uma eficiência exergética para o forno.
(b) Esboce graficamente a eficiência obtida no item (a) *versus* a temperatura de uso variando de 300 a 900 K. Adote T_0 = 20°C.

7.99 Vapor entra em uma turbina que opera em regime permanente a p_1 = 12 MPa e T_1 = 700°C e sai a p_2 = 0,6 MPa. A eficiência isentrópica da turbina é de 88%. Dados de propriedades são fornecidos na tabela correspondente. As perdas de calor e os efeitos de movimento e gravidade são desprezíveis. Adote T_0 = 300 K e p_0 = 100 kPa. Determine (a) a potência desenvolvida e a taxa de destruição de exergia, em kJ por kg de vapor em escoamento, e (b) a eficiência exergética da turbina.

Estado	p (MPa)	T(°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
Entrada da turbina	12	70	3858,4	7,0749
Saída da turbina	0,6	(η_t = 88%)	3017,5	7,2938

7.100 Água liquida saturada a 0,01 MPa entra em uma bomba de uma instalação de potência que opera em regime permanente. Água líquida sai da bomba a 10 MPa. A eficiência isentrópica da bomba é de 90%. Dados de propriedades são fornecidos na tabela correspondente. As perdas de calor e os efeitos de movimento e gravidade são desprezíveis. Adote T_0 = 300 K e p_0 = 100 kPa. Determine (a) a potência requerida pela bomba e a taxa de destruição de exergia, ambas em kJ por kg de água, e (b) a eficiência exergética da bomba.

Estado	p (MPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg · K)
Entrada da bomba	0,01	191,8	0,6493
Saída da bomba	10	204,5	0,6531

7.101 Uma turbina a vapor isolada desenvolve em regime permanente trabalho a uma taxa de 338 Btu por lb (786,2 kJ/kg) de vapor escoando pela turbina. O vapor entra a 800 lbf/in² (5,5 MPa) e 1000°F (537,8°C) e sai a 14,7 lbf/in² (101,3 kPa). Avalie a eficiência isentrópica da turbina. Ignore os efeitos de movimento e gravidade. Adote T_0 = 60°F (15,6°C) e p_0 = 14,7 lbf/in².

7.102 Hidrogênio a 25 bar e 450°C entra em uma turbina e se expande até 2 bar e 160°C, com uma vazão mássica de 0,2 kg/s. A turbina opera em regime permanente com transferência de calor desprezível com a vizinhança. Admitindo o modelo de gás ideal com $k = 1,37$ e ignorando os efeitos de movimento e gravidade, determine

(a) a eficiência isentrópica da turbina.
(b) a eficiência exergética da turbina

Adote $T_0 = 25°C$ e $p_0 = 1$ atm.

7.103 Vapor entra em uma turbina que opera em regime permanente a 5 MPa e 600°C e sai a 50 kPa. As perdas de calor e os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados. Se a taxa de destruição de exergia é de 95,4 kJ por kg de vapor, determine (a) a eficiência isoentrópica da turbina e (b) a eficiência exergética da turbina. Considere $T_0 = 293$ K e $p_0 = 1$ bar

7.104 Ar entra em uma turbina isolada que opera em regime permanente com uma pressão de 4 bar, uma temperatura de 450 K e uma vazão volumétrica de 5 m³/s. Na saída, a pressão é 1 bar. A eficiência isentrópica da turbina é de 84%. Admitindo o modelo de gás ideal e ignorando os efeitos de movimento e da gravidade, determine

(a) a potência desenvolvida e a taxa de destruição de exergia, ambas em kW.
(b) a eficiência exergetica da turbina

Considere $T_0 = 20°C$ e $p_0 = 1$ bar

7.105 Vapor d'água a 200 lbf/in² (1,4 MPa) e 660°F (348,9°C) entra em uma turbina que opera em regime permanente com uma vazão mássica de 16,5 lb/min (0,12 kg/s) e sai a 14,7 lbf/in² (101,3 kPa) e 238°F (114,4°C). As perdas de calor e os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados. Adote $T_0 = 537°R$ (25,2°C) e $p_0 = 14,7$ lbf/in². Determine para a turbina (a) a potência desenvolvida e a taxa de destruição de exergia, ambas em Btu/min, e (b) as eficiências isentrópica e exergética da turbina.

7.106 A Fig. P7.106 mostra uma turbina que opera em regime permanente com vapor entrando a $p_1 = 30$ bar e $T_1 = 350°C$ e uma vazão mássica de 30 kg/s. Vapor de processo é extraído a $p_2 = 5$ bar e $T_2 = 200°C$. O restante do vapor sai a $p_3 = 0,15$ bar, $x_3 = 90\%$ e uma vazão mássica de 25 kg/s. As perdas de calor e os efeitos de movimento e gravidade são desprezíveis. Adote $T_0 = 25°C$ e $p_0 = 1$ bar. A tabela correspondente fornece dados de propriedades para certos estados. Para a turbina, determine a potência desenvolvida e a taxa de destruição de exergia, ambas em MW. Além disso, estabeleça e avalie uma eficiência exergética para a turbina.

Estado	p (bar)	T(°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg · K)
1	30	350	3115,3	6,7428
2	5	200	2855,4	7,0592
3	0,15	(x = 90%)	2361,7	7,2831

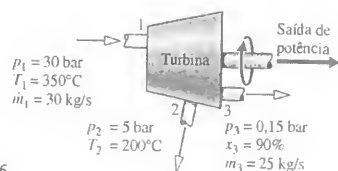



Fig. P7.106

7.107 Para o conjunto formado por turbina e trocador de calor do Problema 6.116, avalie uma eficiência exergética para (a) cada turbina, (b) o trocador de calor, e (c) um volume de controle global que inclua as turbinas e o trocador de calor. Comente. Adote $T_0 = 300$ K e $p_0 = 1$ bar

7.108 Determine a eficiência exergética para a turbina do

(a) Problema 6.130. Considere $T_0 = 300$ K.
(b) Problema 6.131. Considere $T_0 = 500°R$ (4,6°C)
(c) Problema 6.132. Considere $T_0 = 295$ K.
(d) Problema 6.133. Considere $T_0 = 530°R$ (21.3°C)

7.109 Vapor a 400 lbf/in² (2,8 MPa) e 600°F (315,6°C) entra em uma turbina bem isolada que opera em regime permanente e sai como vapor saturado a uma pressão p.

(a) Para $p = 50$ lbf/in² (344,7 kPa), determine a taxa de destruição de exergia, em Btu por lb de vapor em expansão através da turbina, e as eficiências exergética e isentrópica da turbina
(b) Esboce graficamente a taxa de destruição de exergia, em Btu por lb de vapor, e as eficiências exergéticas isentrópicas, *versus* a pressão p variando de 1 a 50 lbf/in² (6.9 a 344,7 kPa)

Ignore os efeitos de movimento e gravidade, e adote $T_0 = 60°F$ (15,6°C) e $p_0 = 1$ atm

7.110 Vapor d'água saturado a 400 lbf/in² (2,8 MPa) entra uma turbina isolada que opera em regime permanente. Uma mistura bifásica líquido–vapor sai a 0,6 lbf/in² (4,1 kPa). Esboce graficamente as grandezas que se seguem *versus* o título do vapor na saída da turbina para um intervalo de 75 a 100%:

(a) a potência desenvolvida e a taxa de destruição de exergia, ambas em Btu por lb de vapor.
(b) a eficiência isentrópica da turbina
(c) a eficiência exergética da turbina.

Adote $T_0 = 60°F$ (15,6°C) e $p_0 = 1$ atm. Ignore os efeitos de movimento e gravidade.

7.111 Argônio entra em uma turbina isolada que opera em regime permanente a 1000°C e 2 MPa e sai a 350 kPa. A vazão mássica é de 0,5 kg/s. Esboce graficamente as seguintes grandezas *versus* a temperatura na saída da turbina, em °C:

(a) a potência desenvolvida, em kW
(b) a taxa de destruição de exergia na turbina, em kW.
(c) a eficiência exergética na turbina.

Para o argônio, utilize o modelo de gás ideal com $k = 1,67$. Despreze os efeitos de movimento e gravidade. Considere $T_0 = 20°C$ e $p_0 = 1$ bar.

7.112 Uma turbina a vapor isolada que opera em regime permanente pode ser operada em condições de carregamento parcial estrangulando-se o vapor a uma pressão inferior antes que este entre na turbina. Antes do estrangulamento, o vapor encontra-se a 200 lbf/in² (1,4 MPa) e 600°F (315,6°C). Após o estrangulamento, a pressão é de 150 lbf/in² (1,0 MPa). Na saída da turbina, o vapor encontra-se a 1 lbf/in² (6,9 kPa) e a um título x. Considerando a turbina, esboce graficamente a taxa de destruição de exergia, em kJ/kg de vapor, e a eficiência exergética, ambas em contraposição a x variando de 90 a 100%. Abandone os efeitos de movimento e gravidade e adote $T_0 = 60°F$ (15,6°C) e $p_0 = 1$ atm.

7.113 Uma bomba que opera em regime permanente admite água líquida saturada a 5 lbf/in² (34,5 kPa) e descarrega essa água a 1500 lbf/in² (10,3 MPa). A eficiência isentrópica da bomba é de 75%. A transferência de calor com a vizinhança e os efeitos de movimento e gravidade podem ser desprezados. Se $T_0 = 70°F$ (21,1°C), determine para a bomba:

(a) a destruição de exergia, em Btu por lb de água.
(b) a eficiência exergética

7.114 Um compressor que opera em regime permanente admite 1 kg/s de ar a 1 bar e 25°C e o comprime até 8 bar e 160°C. A potência de acionamento do compressor é 230 kW, e a transferência de calor ocorre do compressor para a vizinhança a uma temperatura média de superfície de 50°C

(a) Estabeleça um balancete completo de exergia para a potência de acionamento do compressor
(b) Estabeleça e avalie uma eficiência exergética para o compressor.
(c) Estimando a exergia a 8 centavos por kW · h, determine o custo horário da potência de acionamento, da perda de exergia associada à transferência de calor e da destruição de exergia.

Despreze os efeitos de movimento e gravidade. Adote $T_0 = 25°C$ e $p_0 = 1$ bar

7.115 Refrigerante 134a na condição de vapor saturado a −10°C entra em um compressor que opera em regime permanente com uma vazão mássica de 0,3 kg/s. Na saída do compressor, a pressão do refrigerante é de 5 bar. As perdas de calor e os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados. Se a taxa de destruição de exergia no interior do compressor for mantida menor do que 2.4 kW, determine, em kW, os intervalos permitidos para (a) a potência requerida pelo compressor, e (b) as eficiências isentrópica e exergética do compressor. Adote $T_0 = 298$ K e $p_0 = 1$ bar

7.116 Determine a eficiência exergética do compressor do

(a) Problema 6.134. Considere $T_0 = 290$ K
(b) Problema 6.135. Considere $T_0 = 298$ K.

7.117 Considerando o conjunto turbina-compressor do Problema 6.146, determine a eficiência exergética (a) da turbina, (b) do compressor, (c) de um volume de controle global que inclua a turbina e o compressor. Adote $T_0 = 300$ K

7.118 Um trocador de calor contracorrente opera em regime permanente. O ar escoa em ambos os lados com uma vazão mássica de 1 lb/s (0,45 kg/s). Em um lado, ar entra a 850°R (199,1°C) e 60 lbf/in² (413,7 kPa) e sai a 1000°R (282,4°C) e 50 lbf/in² (344,7 kPa). No outro lado, o ar entra a 1300°R (449,1°C) e 16 lbf/in² (110,3 kPa) e sai a 1155°R (368,5°C) e 14,7 lbf/in² (101,3 kPa). A transferência de calor entre o trocador de calor e sua vizinhança e os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados. Avalie para o trocador de calor.

(a) a taxa de destruição de exergia, em Btu/s.
(b) a eficiência exergética dada pela Eq. 7.27

Adote $T_0 = 60°F$ (15,6°C) e $p_0 = 1$ atm.

7.119 Um trocador de calor contracorrente que opera em regime permanente apresenta óleo e água líquida escoando em fluxos separados. O óleo é resfriado de 790 para 530°R (165,7 a 21,3°C), enquanto a temperatura da água aumenta de 520 para 550°R (15,7 a 32,4°C). Nenhum fluxo experimenta variação de pressão. A vazão mássica do óleo é de 3000 lb/h (0,38 kg/s). O óleo e água podem ser considerados incompressíveis e com calores específicos constantes de 0,46 e 1,00 Btu/lb · °R (4,2 kJ/kg · K), respectivamente. A transferência de calor entre o trocador de calor e sua vizinhança pode ser ignorada, assim como os efeitos de movimento e gravidade. Determine

(a) a vazão mássica da água, em lb/h.
(b) a eficiência exergética dada pela Eq. 7.27.
(c) o custo horário de destruição de exergia, que é avaliado em 8 centavos por kW · h

Adote $T_0 = 60°F$ (15,6°C) e $p_0 = 1$ atm

7.120 Na caldeira de uma instalação de potência existem tubos pelos quais a água escoa conforme é levada de 0,8 MPa e 150°C a 240°C essencialmente à mesma pressão. A vazão mássica total da água é de 100 kg/s. Gases de combustão que passam sobre os tubos resfriam-se de 1067°C a 547°C basicamente à mesma pressão. Os gases de combustão podem ser modelados como ar na situação de gás ideal. Não existe transferência de calor importante entre a caldeira e sua vizinhança. Admitindo regime permanente e desprezando os efeitos de movimento e gravidade, determine

(a) a vazão mássica máxima dos gases de combustão, em kg/s
(b) a taxa de destruição de exergia, em kJ/s.
(c) a eficiência exergetica dada pela Eq. 7.27.

Adote $T_0 = 25°C$ e $p_0 = 1$ atm.

7.121 Na caldeira de uma instalação de potência existem tubos pelos quais a agua escoa conforme é levada de uma condição de líquido saturado a 1200 lbf/in² (8,3 MPa) a 1400°F (760,0°C), essencialmente a uma pressão constante. Gases de combustão que passam sobre os tubus resfriam-se de 2300°F (1260,0°C) para uma temperatura T, essencialmente a pressão constante. As vazões mássicas do vapor e dos gases de combustão são $1,4 \times 10^6$ e $1,13 \times 10^7$ lb/h (176,4 e 142,4 kg/s), respectivamente. Os gases de combustão podem ser modelados como ar na situação de gás ideal. Não há transferência de calor importante entre a caldeira e sua vizinhança. Admitindo regime permanente e desprezando os efeitos de movimento e gravidade, determine:

(a) a temperatura de saída T dos gases de combustão, em °F.
(b) a taxa de destruição de exergia, em Btu/h.
(c) a eficiência exergética dada pela Eq. 7.27.

Adote $T_0 = 70°F$ (21,1°C) e $p_0 = 1$ atm.

7.122 Refrigerante 134a entra em um trocador de calor contracorrente que opera em regime permanente a −20°C, com um título de 35%, e sai como vapor saturado a −20°C. O ar entra em uma corrente separada com uma vazão mássica de 4 kg/s e é resfriado de 300 para 260 K à pressão constante de 1 bar. A transferência de calor entre o trocador de calor e sua vizinhança pode ser ignorada, assim como os efeitos de movimento e gravidade.

(a) Esboce a variação da temperatura com a posição para cada corrente, como na Fig. E7.6. Localize T_0 no esboço.
(b) Determine a taxa de destruição de exergia no interior do trocador de calor, em kW.
(c) Estabeleça e avalie uma eficiência exergética para o trocador de calor.

Adote $T_0 = 300$ K e $p_0 = 1$ bar

7.123 A amônia entra em um trocador de calor contracorrente a −20°C, com um título de 35%, e sai como vapor saturado a −20°C. Ar a 300 K e 1 bar entra no trocador de calor em uma corrente separada com uma vazão mássica de 240 kg/min e sai a 285 K e 0,98 bar. O trocador de calor está em regime permanente. Não há transferência de calor significativa entre o trocador de calor e sua vizinhança. Despreze os efeitos de movimento e gravidade, e adote $T_0 = 300$ K e $p_0 = 1$ bar.

(a) Assim como na Fig. E7.6, esboce a variação de temperatura de cada corrente com a posição. Localize T_0 no esboço
(b) Determine a vazão mássica da amônia, em kg/s.
(c) Estabeleça e avalie uma eficiência exergética para o trocador de calor

7.124 Água líquida a 95°C e 1 bar entra em um trocador de calor de contato direto que opera em regime permanente e se mistura com uma corrente de água líquida a 15°C e 1 bar. Uma única corrente líquida sai a 1 bar. As correntes de entrada têm a mesma vazão mássica. Desprezando a transferência de calor com a vizinhança, bem como os efeitos de movimento e gravidade, determine para o trocador de calor.

(a) a taxa de destruição de exergia, em kJ por kg de líquido na saída
(b) a eficiência exergética dada pela Eq. 7.29.

Adote $T_0 = 15°C$ e $p_0 = 1$ bar.

7.125 A Fig. P7.125 mostra um sistema de *co-geração* que produz dois produtos úteis: potência líquida e vapor de processo. A tabela correspondente fornece dados em regime permanente da vazão mássica, da temperatura, da pressão e da exergia de fluxo em 10 estados numerados na figura. As perdas de calor e os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados. Adote $T_0 = 298,15$ K e $p_0 = 1,013$ bar. Determine, em MW,

(a) a taxa de exergia *líquida* transportada com o vapor de processo, $(\dot{E}_{f9} - \dot{E}_{f8})$.
(b) a taxa de exergia *líquida* transportada com os produtos da combustão, $(\dot{E}_{f7} - \dot{E}_{f1})$.
(c) as taxas de destruição de exergia no ar pré-aquecedor, no gerador de vapor com recuperação de calor e na câmara de combustão.

Estabeleça e avalie uma eficiência exergética para o sistema global de co-geração.

Estado	Substância	Taxa de Fluxo de Massa (kg/s)	Temperatura (K)	Pressão (bar)	Taxa de Fluxo de Exergia
1	Ar	91,28	298,15	1,013	0,00
2	Ar	91,28	603,74	10,130	27,54
3	Ar	91,28	850,00	9,623	41,94
4	Produtos da combustão	92,92	1520,00	9,142	101,45
5	Produtos da combustão	92,92	1006,16	1,099	38,78
6	Produtos da combustão	92,92	779,78	1,066	21,75
7	Produtos da combustão	92,92	426,90	1,013	2,77
8	Água	14,00	298,15	20,000	0,06
9	Água	14,00	485,57	20,000	12,81
10	Metano	1,64	298,15	12,000	84,99

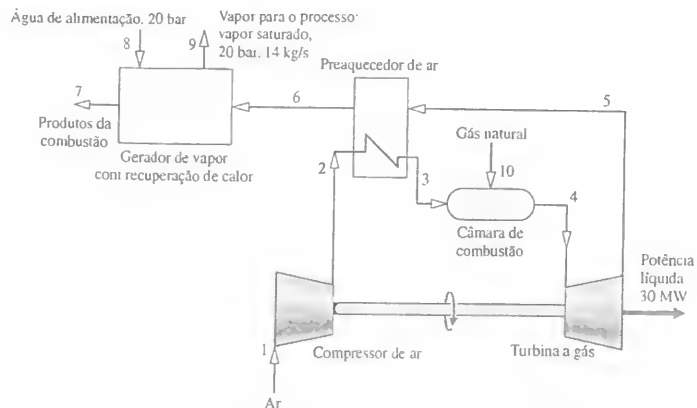



Fig. P7.125

7.126 A Fig. P7.126 mostra um sistema *combinado* que consiste em uma instalação de potência a vapor e de turbina a gás que opera em regime permanente. A instalação relativa à turbina a gás está numerada de 1 a 5. A instalação de potência a vapor está numerada de 6 a 9. A tabela correspondente fornece dados desses estados numerados. O valor total da potência *líquida* de saída é de 45 MW e a vazão mássica da água que escoa através da instalação de potência a vapor é de 15,6 kg/s. O modelo de gás ideal aplica-se ao ar. As perdas de calor e os efeitos de movimento e gravidade podem ser ignorados. Adote $T_0 = 300$ K e $p_0 = 100$ kPa. Determine:

(a) a vazão mássica do ar que escoa através da turbina a gás, em kg/s.
(b) a taxa de exergia *líquida* transportada com o ar de exaustão, $(\dot{E}_{f5} - \dot{E}_{f1})$, em MW.
(c) a taxa de destruição de exergia no compressor e na bomba, ambas em MW.
(d) o aumento da taxa *líquida* de exergia do ar que escoa pelo combustor, $(\dot{E}_{f3} - \dot{E}_{f2})$, em MW.

Estabeleça e avalie uma eficiência exergética para a instalação de potência combinada global.

Turbina a Gás[a]			Ciclo do Vapor		
Estado	h (kJ/kg)	s^0 (kJ/kg · K)	Estado	h (kJ/kg)	s (kJ/kg · K)
1	300,19	1,7020	6	183,96	0,5975
2	669,79	2,5088	7	3138,30	6,3634
3	1515,42	3,3620	8	2104,74	6,7282
4	858,02	2,7620	9	173,88	0,5926
5	400,98	1,9919			

[a]A variável s^0 aparece na Eq. 6.20a e na Tabela A-22.

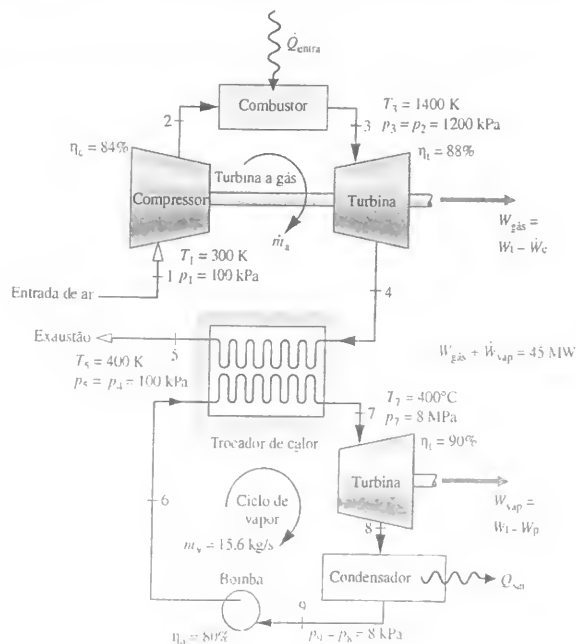



Fig. P7.126

Considerando a Termoeconomia

7.127 A taxa de custo total de um dispositivo varia de acordo com a queda de pressão para o escoamento ao longo do dispositivo, $(p_1 - p_2)$, como se segue.

$$\dot{C} = c_1(p_1 - p_2)^{-1/3} + c_2(p_1 - p_2)$$

onde a letra c corresponde a constantes que incorporam fatores econômicos. O primeiro termo do lado direito desta equação leva em conta o custo de capital, e o segundo termo à direita leva em conta o custo de operação (potência de bombeamento).

(a) Esboce um gráfico de $\dot{C}$ *versus* $(p_1 - p_2)$.
(b) Avalie, no ponto de taxa de custo total mínimo, as contribuições das taxas de custo de capital e de operação contra o custo total, ambas em porcentagem. Discuta.

7.128 A taxa de transferência de calor da superfície externa de um aquecedor elétrico de água para a vizinhança é dada por hA $(T_b - T_f)$, onde hA = 17 Btu/h · °R (96,5 W/K), T_b é a temperatura superficial, em R°, e T_f = 528°R (20,2°C) é a temperatura da vizinhança a uma certa distância. Estimando a eletricidade em 8 centavos por kW · h,

(a) determine o custo da perda de calor, em \$ por ano, quando T_b = 535°R (24,1°C).
(b) esboce graficamente o custo da perda de calor, em \$ por ano, *versus* T_b no intervalo entre 535 e 570°R (24,1 a 43,5°C).

Adote T_0 = 528°R.

7.129 Um sistema que opera em regime permanente gera eletricidade à taxa $\dot{W}_e$. A taxa de custo do combustível fornecido é $\dot{C}_F = c_F\dot{E}_{fF}$, onde c_F é o custo unitário do combustível baseado em exergia. O custo de aquisição e operação do sistema é

$$\dot{Z} = c\left(\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}\right)\dot{W}_e$$

onde $\varepsilon = \dot{W}_e/\dot{E}_{fF}$ e c é uma constante que incorpora fatores econômicos. $\dot{C}_F$ e $\dot{Z}$ são as únicas taxas de custo significativas para o sistema.

(a) Deduza uma expressão para o custo unitário de eletricidade, c_e, baseado em $\dot{W}_e$ em termos de ε e das razões c_e/c_F e c/c_F apenas.
(b) Para um valor fixo de c/c_F, deduza uma expressão para o valor de ε que corresponda ao valor mínimo de c_e/c_F.
(c) Esboce graficamente a fração c_e/c_F *versus* ε para c/c_F = 0,25, 1,0 e 4,0. Para cada valor de c/c_F especificado, avalie o valor mínimo de c_e/c_F e o valor correspondente de ε.

7.130 Uma turbina em regime permanente, com uma eficiência exergética de 85%, desenvolve 18 × 10⁷ kW · h de trabalho anual (8000 horas de operação). O custo anual de aquisição e operação da turbina é de US\$5,0 × 10⁵. O vapor que entra na turbina tem uma exergia específica de fluxo de 645 Btu/lb (1500,3 kJ/kg) e uma vazão mássica de 32 × 10⁴ lb/h (40,3 kg/s), e está avaliado em \$0,0182 por kW · h de exergia.

(a) Avalie o custo unitário da potência desenvolvida, em US\$ por kW · h
(b) Avalie o custo unitário do vapor baseado na exergia do vapor que entra e sai da turbina, ambos em centavos por lb de vapor que escoa pela turbina

7.131 A Fig. P7.131 mostra uma caldeira em regime permanente. Vapor com uma exergia específica de fluxo de 1300 kJ/kg sai da caldeira com uma vazão mássica de 5,69 × 10⁴ kg/h. O custo de aquisição e operação da caldeira é de US\$91/h. A razão entre a exergia do vapor na saída e a exergia do combustível na entrada é de 0,45. O custo unitário do combustível baseado na exergia é de US\$1,50 por 10⁶ kJ. Se não forem consideradas as taxas de custo do ar para combustão, da água de alimentação, da transferência de calor com a vizinhança e dos produtos de combustão na saída, desenvolva

(a) uma expressão para o custo unitário baseado em exergia do vapor que sai da caldeira
(b) Usando o resultado do item (a), determine o custo unitário do vapor, em centavos por kg de vapor.

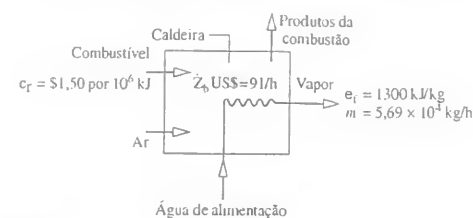



Fig. P7.131

7.132 Um sistema de co-geração que opera em regime permanente é mostrado esquematicamente na Fig. P7.132. As taxas de transferência de exergia das correntes de entrada e de saída estão indicadas na figura, em MW. O combustível, produzido pela reação do carvão com o vapor, tem um custo unitário de 5,85 centavos por kW · h de exergia. O custo de aquisição e operação do sistema é de US\$1800/h. A água de alimentação e o ar para combustão entram com exergia e custos desprezíveis. Os produtos de combustão são descarregados diretamente na vizinhança, com um custo desprezível. A transferência de calor para a vizinhança pode ser ignorada.

(a) Determine a taxa de destruição de exergia no interior do sistema de co-geração, em MW.
(b) Estabeleça e avalie uma eficiência exergética para o sistema.
(c) Admitindo que tanto a potência quanto o vapor têm o mesmo custo unitário baseado em exergia, avalie o custo unitário em centavos por kW · h. Avalie também as taxas de custo da potência e do vapor, ambas em US\$/h.

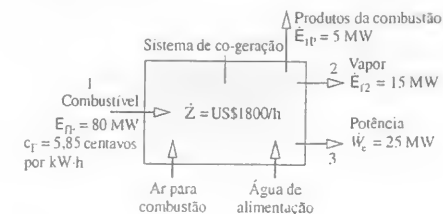



Fig. P7.132

7.133 Considere um volume de controle *global* composto pela caldeira e pela turbina a vapor do sistema de co-geração do Exemplo 7.10. Supondo que a potência e o vapor de processo têm, ambos, os mesmos custos unitários baseados em exergia: $c_e = c_2$, avalie o custo unitário, em centavos por kW · h. Compare com os respectivos valores obtidos no Exemplo 7.10 e comente.

7.134 A tabela a seguir fornece especificações alternativas para o estado do vapor de processo que sai da turbina citada no Exemplo 7.10. O custo de aquisição e operação da turbina, em US\$/h, varia com a potência $\dot{W}_e$, em MW, de acordo com $\dot{Z}_t = 7{,}2\dot{W}_e$. Todos os outros dados permanecem inalterados.

p_2 (bar)	40	30	20	9	5	2	1
T_2 (°C)	436	398	349	262	205	128	sat

Esboce graficamente, em bar, as quantidades a seguir *versus* p_2:

(a) a potência $\dot{W}_e$, em MW
(b) os custos unitários da potência e do vapor de processo, ambos em centavos por kW · h de exergia.
(c) o custo unitário do vapor de processo, em centavos por kg de vapor

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

7.1P Uma empresa cobra dos moradores o mesmo valor por kW · h pelo aquecimento do espaço, seja através de radiadores de vapor seja por eletricidade. Avalie criticamente essa prática de cobrança e prepare um relatório sintetizando suas principais conclusões.

7.2P Propostas de carros movidos a água têm aparecido na Internet. Um inventor afirma que a bateria do carro liga o motor, mas uma vez que o motor esteja funcionando é o alternador do carro que alimenta uma unidade a bordo que extrai hidrogênio a partir da água. O inventor alega também que o hidrogênio abastece o motor que aciona o alternador. Desde que haja água disponível a bordo, o inventor diz que o sistema como um todo é auto-suficiente. Investigue a viabilidade dos carros movidos a água. Escreva um relatório, incluindo pelo menos três referências.

7.3P Você foi convidado a testemunhar perante um comitê de legislação do seu estado, o qual está elaborando regulamentos pertinentes à produção de eletricidade a partir de dejetos de aves como combustível. Desenvolva uma apresentação em *slides* fornecendo uma avaliação equilibrada, incluindo considerações de engenharia, de saúde pública e de custos.

7.4P A *digestão anaeróbica* é um meio comprovado de produzir metano a partir de dejetos de animais. Para proporcionar o aquecimento do local, o aquecimento da água e as necessidades da cozinha de uma fazenda típica em sua localidade, determine a extensão da digestão anaeróbica e o número de animais produtores de dejetos necessários. Selecione animais entre aves, suínos, bovinos e como for apropriado. Coloque suas conclusões em um relatório, incluindo uma avaliação econômica e pelo menos três referências.

7.5P O gerente de uma empresa de construção pede seu conselho para decidir qual é o melhor tipo de ferramenta para uma série de tarefas de construção: ferramentas que funcionam por meio de ar comprimido a partir de um tanque de armazenamento ou ferramentas elétricas. Investigue esta questão, incluindo os requisitos relativos a eletricidade, custo, segurança e facilidade de uso. Coloque suas recomendações em um memorando.

7.6P Foram lançados pequenos tanques que funcionam como sistemas de aquecimento de água com o uso da tecnologia de microondas a ponto de não só fornecerem rapidamente água quente, mas também reduzirem significativamente a destruição de exergia inerente ao aquecimento da água doméstica com aquecedores convencionais tanto elétricos quanto a gás. Para uma residência de 2500 ft^2 (232,3 m^2) em sua localidade, estude a viabilidade de utilizar o sistema de aquecimento de água em questão. Inclua um balancete detalhado com uma análise de custos, incluindo os custos do equipamento, da instalação e do funcionamento. Apresente suas conclusões em um relatório.

7.7P Nos anos 1840, engenheiros britânicos desenvolveram o que chamaram de *estrada de ferro atmosférica*, que se caracterizava por um tubo de grande diâmetro situado entre as vias que se estendem por todo o comprimento da estrada de ferro. Pistões fixados por escoras de aço aos vagões movem-se no interior do tubo. Tal como ilustra a Fig. P7.7P, o movimento do pistão era alcançado ao se manter vácuo à frente dos pistões, enquanto a atmosfera atuava por trás destes. Embora muitas de tais vias férreas tenham entrado em uso, as limitações da tecnologia então disponível acabaram por provocar o fim desse meio de transporte.

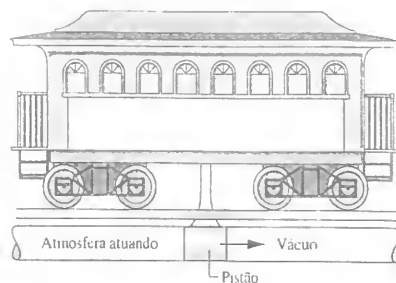



Fig. P7.7P

Estude a viabilidade da combinação do conceito de ferrovia atmosférica com a tecnologia atual para desenvolver serviços de transporte férreo dentro de áreas urbanas. Escreva um relatório, incluindo pelo menos três referências.

7.8P Uma agência governamental solicitou propostas para aplicações tecnológicas na área de recursos em *exergia*. O objetivo é desenvolver dispositivos em pequena escala para a geração de potência para aplicações de pequena monta, cujos requisitos variam desde centenas de miliwatts até alguns watts. Essa potência deve ser desenvolvida apenas através de *recursos ambientais*, tais como gradientes térmicos e químicos, combustíveis disponíveis na natureza (seiva de árvores, plantas, lixo etc.), vento, sol, som, vibração, e movimento mecânico, incluindo o movimento humano. Os dispositivos devem também operar com pouca ou nenhuma intervenção humana. Formule um sistema que atenda esses requisitos. Identifique claramente a sua aplicabilidade e explique seus princípios operacionais. Estime o tamanho, o peso e a potência de saída esperada.

7.9P A operação satisfatória da rede de eletricidade requer que a taxa à qual a potência é oferecida à rede seja equilibrada com a taxa à qual a potência é removida. Este é um desafio para os gestores de redes porque o uso da potência oscila tanto com a hora do dia quanto com o dia da semana. Diversos meios de armazenamento estão disponíveis para a utilização quando o suprimento de eletricidade excede a demanda. Tais meios incluem, mas não necessariamente se limitam a, baterias, *flywheels*, ar comprimido armazenado, armazenamento térmico e a produção de hidrogênio por eletrólise. Tais abordagens podem ser utilizadas separadamente ou em combinação. Considerando tanto os aspectos econômicos como os termodinâmicos, avalie criticamente os meios de armazenamento de eletricidade. Escreva um relatório, incluindo pelo menos três referências.

7.10P O *método do traço* (ou *tecnologia do traço*) é uma metodologia popular para a otimização do projeto de redes de trocadores de calor em sistemas térmicos complexos. O método do traço utiliza uma abordagem fundamentalmente gráfica para a implementação do raciocínio da segunda lei. Escreva um relatório técnico, incluindo pelo menos três referências, no qual seja discutido o papel do método do traço na *termoeconomia*.

Sistemas de Potência a Vapor

Contexto de Engenharia

Um importante objetivo da engenharia é desenvolver sistemas que utilizem os tipos desejados de conversão de energia. O presente capítulo e o próximo são dedicados a vários tipos de sistema de geração de potência, cada qual produzindo uma potência líquida de saída a partir da entrada de um combustível fóssil, nuclear ou solar. Nesses capítulos, descrevemos alguns dos arranjos práticos empregados para a produção de potência e ilustramos como uma determinada planta de potência pode ser modelada termodinamicamente. A discussão é organizada em três principais áreas de aplicação: instalações de potência a vapor, instalações de potência que utilizam turbinas a gás e motores de combustão interna. Esses sistemas de potência, associados a plantas de potência hidrelétricas, produzem praticamente toda a potência elétrica e mecânica utilizada no mundo.

O objetivo deste capítulo é o estudo das instalações de potência a *vapor*, em que o *fluido de trabalho* é vaporizado e condensado de modo alternativo. O Cap. 9 é dedicado às turbinas a gás e aos motores de combustão interna, nos quais o fluido de trabalho permanece em forma gasosa.

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo estará apto a....

- ✓ demonstrar conhecimento dos princípios básicos das instalações de potência a valor que produzem uma potência líquida de saída a partir da entrada de um combustível fóssil, nuclear ou solar.
- ✓ desenvolver e analisar modelos termodinâmicos de instalações de potência a vapor baseadas no ciclo de Rankine e suas modificações, incluindo:
  - ✓ esboçar um diagrama esquemático e o diagrama *T–s* correspondente.
  - ✓ analisar os dados das propriedades nos principais estados do ciclo.
  - ✓ aplicar os balanços de massa, energia e entropia referentes aos processos básicos
  - ✓ determinar o desempenho da potência do ciclo, a eficiência térmica, a potência líquida de saída e a vazão mássica.
- ✓ explicar os efeitos da variação dos diversos parâmetros-chave no desempenho do ciclo de Rankine.
- ✓ discutir as principais fontes de perda e destruição da exergia nas usinas de potência a vapor.

8.1 Modelagem dos Sistemas de Potência a Vapor

Os processos que ocorrem nos sistemas de geração de potência são bastante complexos, de modo que são necessárias certas idealizações para o desenvolvimento de modelos termodinâmicos. Tal modelagem representa uma importante etapa inicial do projeto de engenharia. Embora o estudo de modelos simplificados geralmente conduza apenas a conclusões qualitativas sobre o desempenho do correspondente sistema real, esses modelos frequentemente possibilitam algumas deduções acerca de como as variações nos principais parâmetros de operação afetam o desempenho real. Eles também caracterizam um cenário relativamente simples para a discussão das funções e dos benefícios das características que devem ser modificadas para se aumentar o desempenho do sistema como um todo.

A grande maioria das plantas de geração de energia elétrica representa uma variação das instalações de potência a vapor, nas quais a água é o fluido de trabalho. Os componentes básicos de uma usina simplificada de potência a vapor de combustível fóssil são mostrados esquematicamente na Fig. 8.1. Para facilitar a análise termodinâmica, a instalação como um todo pode ser dividida em quatro subsistemas principais, identificados pelas letras A a D no diagrama esquemático. O foco das considerações deste capítulo está no subsistema A, no qual ocorre a importante conversão de energia de *calor para trabalho*. Todavia, vamos primeiro considerar brevemente os demais subsistemas.

A finalidade do subsistema B é fornecer a energia necessária para vaporizar a água que passa pela caldeira. Nas plantas de combustível fóssil, este subsistema consiste na transferência de calor *para* o fluido de trabalho, que passa através de tubos e tambores na caldeira, *a partir* dos gases aquecidos produzidos pela combustão de um combustível fóssil. Nas plantas nucleares, a origem da energia é uma reação nuclear controlada que ocorre no prédio isolado do reator. A água pressurizada, um metal líquido, ou um gás como o hélio, podem ser utilizados, em trocadores de calor especialmente projetados, para transferir a energia liberada na reação nuclear para o fluido de trabalho. As plantas de potência que utilizam energia solar têm reservatórios para a concentração e o acúmulo de radiação solar para vaporizar o fluido de trabalho. Independentemente da fonte de energia, o vapor produzido na caldeira passa pela turbina, onde se expande para uma pressão mais baixa. O eixo da turbina é acoplado a um gerador elétrico (subsistema D). O vapor que deixa a turbina passa pelo condensador, onde se condensa na saída dos tubos que conduzem água de resfriamento. O circuito de água de resfriamento é representado pelo subsistema C. No caso da planta mostrada, a água de resfriamento é enviada para a torre de resfriamento, onde a energia extraída no condensador é jogada na atmosfera. A água de resfriamento é então recirculada através do condensador.

As considerações sobre meio ambiente e segurança estabelecem o que é admissível nas interações entre os subsistemas B e C e suas vizinhanças. Uma das maiores dificuldades para a definição do local de instalação de uma planta de potência a vapor é o acesso a quantidades suficientes de água de resfriamento. Por esta razão e para minimizar os efeitos de *poluição térmica*, muitas das plantas de potência atuais empregam as torres de resfriamento. Além da questão da água de resfriamento, da segurança do processamento e da distribuição do combustível, o controle das descargas poluentes e o descarte de resíduos são características que devem ser tratadas tanto nas plantas que utilizam combustíveis fósseis quanto naquelas que utilizam combustíveis nucleares, para se garantir a segurança e a operação com um nível aceitável de impacto ambiental. As plantas que utilizam a energia solar geralmente são consideradas não-poluentes e seguras, porém atualmente ainda não são utilizadas em grande escala.

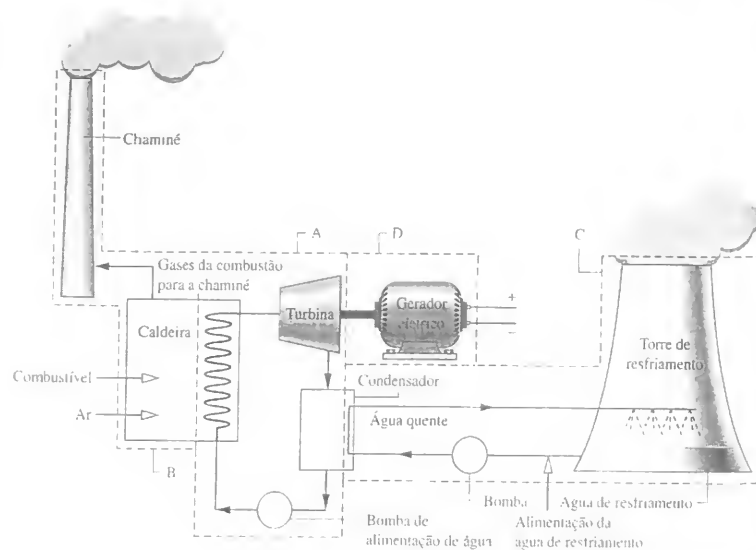



Fig. 8.1 Componentes de uma planta de potência a vapor simples.

Considerando agora o subsistema A mostrado na Fig. 8.1, observe que cada unidade de massa se submete periodicamente a um ciclo termodinâmico quando o fluido de trabalho circula pela série de quatro componentes interconectados. Assim, vários conceitos relacionados aos *ciclos de potência* termodinâmicos apresentados nos capítulos anteriores são importantes nas presentes discussões. Lembre-se de que o princípio da conservação de energia estabelece que o trabalho líquido desenvolvido por um ciclo de potência é igual ao calor líquido adicionado. A eficiência térmica, um importante conceito obtido a partir da segunda lei indicando a quantidade de calor adicionado que é convertida em um trabalho líquido de saída, deve ser menor que 100%. As discussões anteriores também indicaram que o aumento do desempenho termodinâmico tem relação direta com a redução das irreversibilidades. Entretanto, a determinação de que irreversibilidades podem ser reduzidas nos sistemas de geração de potência depende de fatores termodinâmicos, econômicos e outros.

8.2 Análise dos Sistemas de Potência a Vapor — Ciclo de Rankine

Todos os fundamentos necessários à análise termodinâmica dos sistemas de geração de potência já foram apresentados. Incluem os princípios de conservação de massa e de conservação de energia, a segunda lei da termodinâmica e os dados termodinâmicos. Esses princípios se aplicam a componentes individuais de uma planta, tais como turbinas, bombas e trocadores de calor, bem como às mais complexas plantas de potência como um todo. O tema desta seção é a apresentação do ***ciclo de Rankine***, um ciclo termodinâmico que modela o subsistema A da Fig. 8.1. A apresentação se inicia pela consideração da análise termodinâmica desse subsistema.

ciclo de Rankine

8.2.1 Cálculo do Trabalho e das Transferências de Calor Principais

O trabalho e as transferências de calor principais relacionados ao subsistema A são ilustrados na Fig. 8.2. Nas discussões a seguir essas transferências de energia são consideradas *positivas no sentido indicado pelas setas*. Para simplificar, as perdas inevitáveis por transferências de calor que ocorrem entre os componentes das plantas e suas vizinhanças são desprezadas nesta análise. As variações nas energias cinética e potencial também são ignoradas. Consideramos que cada componente opere em regime estacionário. Utilizando os princípios de conservação de massa e de conservação de energia, juntamente com essas idealizações, desenvolvemos expressões para as transferências de energia mostradas na Fig. 8.2, iniciando no estágio 1 e evoluindo através de cada componente ao longo do ciclo.

> *Tome Nota...*
>
> **Ao analisar um ciclo de potência a vapor, consideramos as transformações de energia positivas nos sentidos das setas indicadas esquematicamente no sistema e escrevemos os correspondentes balanços de energia.**

Turbina

A partir da caldeira no estágio 1, o vapor, tendo sua temperatura e pressão elevadas, se expande ao longo da turbina para produzir trabalho, e em seguida é descarregado no condensador no estágio 2 com pressão relativamente baixa. Desprezando-se a transferência de calor para as vizinhanças, o balanço das taxas de massa e energia no regime estacionário para um volume de controle no entorno da turbina reduz-se a

$$0 = \cancelto{0}{\dot{Q}_{vc}} - \dot{W}_t + \dot{m}\left[h_1 - h_2 + \cancelto{0}{\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}} + \cancelto{0}{g(z_1 - z_2)}\right]$$

ou

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \tag{8.1}$$

sendo que $\dot{m}$ representa a vazão mássica do fluido de trabalho e $\dot{W}_t/\dot{m}$ é a taxa pela qual o trabalho é desenvolvido por unidade de massa de vapor que passa pela turbina. Como observamos anteriormente, as variações das energias cinética e potencial são desprezadas.

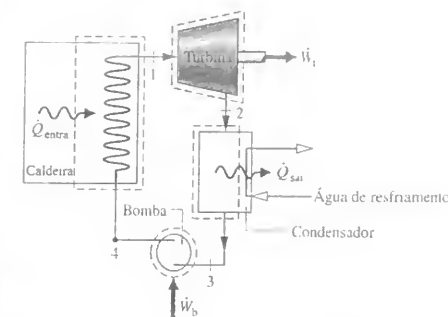



Fig. 8.2 Trabalho realizado e transferência de calor principais do subsistema A.

Condensador

No condensador ocorre a transferência de calor do vapor para a água de resfriamento que flui em um circuito separado. O vapor se condensa e a temperatura da água de resfriamento aumenta. No regime estacionário, o balanço das taxas de massa e de energia para um volume de controle que engloba o lado do condensado do trocador de calor fornece

$$\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \qquad (8.2)$$

onde $\dot{Q}_{saída}/\dot{m}$ é a taxa pela qual a energia é transferida pelo calor *do* fluido de trabalho para a água de resfriamento por unidade de massa de fluido de trabalho que passa pelo condensador. Essa energia transferida é positiva no sentido da seta indicada na Fig. 8.2.

Bomba

O líquido condensado que deixa o condensador em 3 é bombeado do condensador para a caldeira a uma pressão mais alta. Considerando-se um volume de controle no entorno da bomba e admitindo-se que não haja transferência de calor para as vizinhanças, os balanços de massa e de energia fornecem

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \qquad (8.3)$$

no qual $\dot{W}_b/\dot{m}$ é a potência de *entrada* por unidade de massa que passa pela bomba. Essa transferência de energia é positiva no sentido da seta indicada na Fig 8.2.

Caldeira

água de alimentação

O fluido de trabalho completa um ciclo quando o líquido que deixa a bomba em 4, que é denominado ***água de alimentação*** da caldeira, é aquecido até a saturação e evapora na caldeira. Considerando-se um volume de controle envolvendo os tubos e tambores da caldeira que conduzem a água de alimentação do estágio 4 para o estágio 1, o balanço das taxas de massa e energia fornece

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \qquad (8.4)$$

sendo que $\dot{Q}_{entrada}/\dot{m}$ é a taxa de transferência de calor da fonte de energia para o fluido de trabalho por unidade de massa que passa pela caldeira.

Parâmetros de Desempenho

eficiência térmica

A eficiência térmica mede a quantidade de energia fornecida ao fluido de trabalho que passa pela caldeira que é convertida em trabalho *líquido* de saída. Utilizando-se as grandezas e expressões já determinadas, a ***eficiência térmica*** do ciclo de potência da Fig 8.2 fica

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_b/\dot{m}}{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \qquad (8.5a)$$

O trabalho líquido de saída é igual ao calor líquido de entrada. Assim, a eficiência térmica pode ser expressa, de modo alternativo, como

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{entra}/\dot{m} - \dot{Q}_{sai}/\dot{m}}{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{sai}/\dot{m}}{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}}$$

$$= 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \qquad (8.5b)$$

taxa de calor

A ***taxa de calor*** é a quantidade de energia adicionada por transferência de calor ao ciclo, usualmente em Btu, para produzir uma unidade de trabalho líquido de saída, usualmente em kW · h. Assim, a taxa de calor, que é inversamente proporcional à eficiência térmica, possui as unidades de Btu/kW · h.

relação bwr

Outro parâmetro utilizado na descrição do desempenho da planta de potência é a relação entre o trabalho de entrada na bomba e o trabalho desenvolvido pela turbina bwr (***back work ratio***). Com as Eqs. 8.1 e 8.3, essa relação para o ciclo de potência da Fig 8.2 fica

$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_b/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)} \qquad (8.6)$$

Os exemplos apresentados a seguir ilustram o fato de que a variação na entalpia específica para a expansão do vapor através da turbina normalmente é muitas vezes maior do que o aumento na entalpia do líquido que passa pela bomba. Assim, a bwr é tipicamente muito baixa para as usinas de potência a vapor.

Uma vez que os estágios 1 a 4 são fixos, podem-se aplicar as Eqs. 8.1 a 8.6 para se determinar o desempenho termodinâmico de uma simples planta a vapor. Como essas equações foram desenvolvidas a partir dos balanços das taxas de massa e energia, elas se aplicam igualmente aos casos de desempenho real quando as irreversibilidades estão presentes e para o desempenho idealizado na ausência desses efeitos. É razoável supor que as irreversibilidades de diversos componentes de uma planta de potência podem afetar o desempenho global, e este é, de fato, o caso. Mesmo assim, é válido considerar um ciclo idealizado no qual se admite que as irreversibilidades não estejam presentes. Esse ciclo estabelece um *limite superior* para o ciclo de Rankine. O ciclo ideal também representa uma condição simples com a qual é possível estudar diversos aspectos do desempenho de uma planta de potência a vapor.

Energia e Meio Ambiente

Os Estados Unidos possuem grandes e abundantes reservas de carvão para gerar energia elétrica, porém esses sistemas de geração requerem muita "limpeza", segundo dizem os especialistas. A conscientização sobre a saúde e os impactos ambientais do carvão tem conduzido a regulamentações cada vez mais restritivas sobre as plantas de potência baseadas na queima do carvão. Como conseqüência, a procura por novas tecnologias de *carvão limpo* tem sido intensificada. De acordo com fontes da indústria, o controle das emissões de partículas e a segurança no descarte de milhões de toneladas de resíduo de carvão foi outrora uma grande preocupação. A remoção do dióxido de enxofre então se tornou uma questão preocupante a ser considerada sobre a chuva ácida. Mais recentemente, o óxido nítrico (NO_x), o mercúrio e a emissão de partículas finas (menores que 3 mícrons) foram reconhecidas como especialmente prejudiciais. Passos largos têm sido dados no desenvolvimento de purificadores mais efetivos de dióxido de enxofre e dispositivos de captação de partículas, porém os padrões ambientais mais restritos demandam novos procedimentos.

Uma tecnologia promissora é a câmara de combustão fluidificada, na qual um poderoso misturador de carvão mineral e pedra calcária agita a mistura com ar aumentando a capacidade de queima. A pedra calcária remove algum enxofre *durante* a combustão em vez de aguardar para remover o enxofre *após* a combustão, como ocorre nas caldeiras convencionais. A formação de óxido nítrico também é menor devido às temperaturas relativamente baixas da câmara de combustão fluidificada. Outra inovação é planta de ciclo combinado com gaseificação integrada (IGCC — *integrated gasification combined-cycle*), que se compromete a ser mais limpa e apresentar uma eficiência térmica mais alta do que as plantas convencionais. Em um IGCC, o carvão é convertido em um gás combustível de queima mais limpa que é utilizado em uma planta de potência pela combinação de turbinas a gás e a vapor.

8.2.2 Ciclo Ideal de Rankine

ciclo ideal de Rankine

Se o fluido de trabalho passar pelos vários componentes do ciclo de potência a vapor simples sem irreversibilidades, não haverá queda de pressão por atritos na caldeira e no condensador, e o fluido de trabalho fluirá através desses componentes a pressão constante. Além disso, na ausência de irreversibilidades e de transferência de calor com as vizinhanças, o processo através da turbina e da bomba será isentrópico. Um ciclo compatível com essas idealizações é o ***ciclo ideal de Rankine*** mostrado na Fig. 8.3

Em relação à Fig. 8.3, pode-se observar que o fluido de trabalho fica sujeito à seguinte seqüência de processos reversíveis internamente:

Processo 1-2: Expansão isentrópica do fluido de trabalho através da turbina na condição de vapor saturado no estágio 1 até a pressão do condensador.
Processo 2-3: Transferência de calor *do* fluido de trabalho quando este flui a pressão constante através do condensador chegando em forma de líquido saturado ao estágio 3.
Processo 3-4: Compressão isentrópica na bomba até o estágio 4 na região de líquido comprimido.
Processo 4-1: Transferência de calor *para* o fluido de trabalho quando este flui a pressão constante através da caldeira para completar o ciclo.

Fig. 8.3 Diagrama de temperatura–entropia de um ciclo ideal de Rankine.

O ciclo ideal de Rankine também inclui a possibilidade de superaquecimento do vapor, o que ocorre no ciclo 1'–2'–3–4–1'. A importância do superaquecimento é discutida na Seção 8.3.

Como o ciclo ideal de Rankine consiste em processos reversíveis internos, as áreas sob as curvas do processo mostrado na Fig. 8.3 podem ser interpretadas como transferências de calor por unidade de massa que flui. Aplicando-se a Eq. 6.49, a área 1–b–c–4–a–1 representa a transferência de calor para o fluido de trabalho que passa através da caldeira e a área 2–b–c–3–2 é a transferência de calor do fluido de trabalho que passa pelo

condensador, todas elas transferências por unidade de massa que flui. A área fechada 1-2-3-4-a-1 pode ser interpretada como a entrada líquida de calor ou, de modo equivalente, o trabalho líquido de entrada, ambos por unidade de massa que flui.

Como a operação da bomba é idealizada sem irreversibilidades, a Eq. 6.51b pode ser invocada como alternativa à Eq. 8.3 para a avaliação do trabalho realizado pela bomba. Ou seja,

$$\left(\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}}\right)_{\substack{\text{rev}\\ \text{int}}} = \int_3^4 v\,dp \tag{8.7a}$$

onde o sinal negativo foi eliminado para ficar consistente com o valor positivo do trabalho realizado pela bomba na Eq. 8.3. O subscrito "rev int" foi colocado como lembrança de que esta expressão é restrita a um processo com reversibilidades internas através da bomba. Essa designação não é necessária na Eq. 8.3, uma vez que ela expressa os princípios de conservação da massa e da energia e, portanto, não é restrita a processos com reversibilidades internas.

O cálculo da integral da Eq. 8.7a requer uma relação entre o volume específico e a pressão para o processo. Uma vez que o volume específico de um líquido normalmente varia apenas ligeiramente quando o líquido flui da entrada para a saída da bomba, uma aproximação razoável para o valor da integral pode ser obtida considerando-se o volume específico na entrada da bomba, v_3, como constante para o processo. Assim,

$$\left(\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}}\right)_{\substack{\text{rev}\\ \text{int}}} \approx v_3(p_4 - p_3) \tag{8.7b}$$

Tome Nota...

Para os ciclos, modifica-se a metodologia de solução dos problemas: a Análise se inicia com uma avaliação sistemática dos dados das propriedades requeridas em cada estado numerado. Este procedimento reforça o que se sabe sobre os componentes, uma vez que as informações e hipóteses fornecidas são necessárias para se caracterizarem os estados.

O exemplo a seguir ilustra a análise de um ciclo ideal de Rankine.

Exemplo 8.1 CICLO IDEAL DE RANKINE

Utiliza-se vapor como fluido de trabalho em um ciclo ideal de Rankine. O vapor saturado entra na turbina a 8,0 MPa e o líquido saturado no condensador está a uma pressão de 0,008 MPa. A potência *líquida* de saída do ciclo é de 100 MW. Determine para o ciclo **(a)** a eficiência térmica, **(b)** a razão bwr, **(c)** o fluxo de massa de vapor, em kg/h, **(d)** a taxa de transferência de calor, $\dot{Q}_{entra}$, fornecida ao fluido de trabalho que passa pela caldeira, em MW, **(e)** a taxa de transferência de calor, $\dot{Q}_{sai}$, que sai do vapor condensado ao passar pelo condensador, em MW, **(f)** o fluxo de massa da água de resfriamento no condensador, em kg/h, se a água entra no condensador a 15°C e sai a 35°C.

Solução

Dado: Um ciclo ideal de Rankine opera com vapor como fluido de trabalho. As pressões na caldeira e no condensador são especificadas e a potência líquida de saída é conhecida.

Pede-se: Determine a eficiência térmica, a taxa bwr, o fluxo de massa de vapor, em kg/h, a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho ao passar pela caldeira, em MW, a taxa de transferência de calor que sai do vapor condensado ao passar pelo condensador, em MW, e o fluxo de massa da água de resfriamento do condensador, que entra a 15°C e sai a 35°C.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

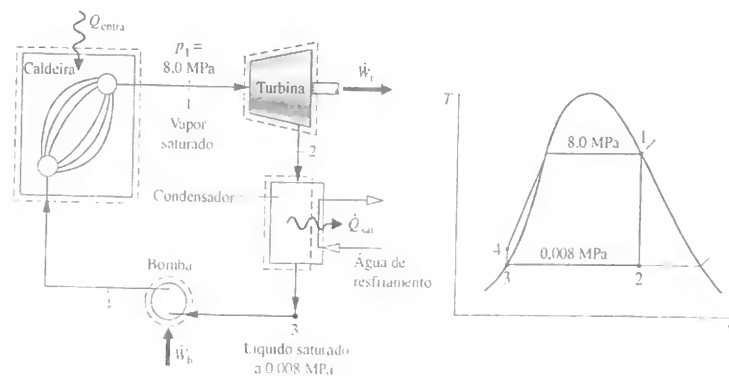



Fig. E8.1

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime permanente. Os volumes de controle estão indicados pelas linhas tracejadas no diagrama fornecido.
2. Todos os processos sobre o fluido de trabalho apresentam reversibilidades internas.
3. A turbina e a bomba operam adiabaticamente.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.
5. O vapor saturado entra na turbina e o líquido saturado sai pelo condensador.

❶ **Análise:** Para iniciar a análise, define-se cada um dos estados principais posicionados no esquema fornecido e no diagrama *T–s*. Começando-se na entrada da turbina, a pressão é de 8,0 MPa e o vapor está saturado, e assim, pela Tabela A-3, h_1 = 2758,0 kJ/kg e s_1 = 5,7432 kJ/kg · K.

O estado 2 é definido por p_2 = 0,008 MPa e pelo fato de que a entropia específica é constante para expansão internamente reversível e adiabática através da turbina. Utilizando-se os dados da Tabela A-3 para líquido saturado e vapor saturado, tem-se que o título do estado 2 é

$$x_2 = \frac{s_2 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{5{,}7432 - 0{,}5926}{7{,}6361} = 0{,}6745$$

Assim, a entalpia vale

$$h_2 = h_f + x_2 h_{fg} = 173{,}88 + (0{,}6745)2403{,}1$$
$$= 1794{,}8\ \text{kJ/kg}$$

O estado 3 é líquido saturado a 0,008 MPa, e assim h_3 = 173,88 kJ/kg.

O estado 4 é definido pela pressão na caldeira p_4 e pela entropia específica $s_4 = s_3$. A entalpia específica h_4 pode ser obtida por interpolação nas tabelas de líquidos comprimidos. Entretanto, como os dados de líquido comprimido são relativamente escassos, é mais conveniente resolver a Eq. 8.3 para h_4, utilizando a Eq. 8.7b para aproximar o trabalho realizado pela bomba. Com esse procedimento, tem-se

$$h_4 = h_3 + \dot{W}_b/\dot{m} = h_3 + v_3(p_4 - p_3)$$

Substituindo-se os valores das propriedades obtidos na Tabela A-3, obtém-se

$$h_4 = 173{,}88\,\text{kJ/kg} + (1{,}0084 \times 10^{-3}\,\text{m}^3/\text{kg})(8{,}0 - 0{,}008)\text{MPa}\left|\frac{10^6\ \text{N/m}^2}{1\ \text{MPa}}\right|\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N}\cdot\text{m}}\right|$$
$$= 173{,}88 + 8{,}06 = 181{,}94\ \text{kJ/kg}$$

(a) A potência *líquida* desenvolvida pelo ciclo vale

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{W}_t - \dot{W}_b$$

Os balanços das taxas de massa e energia para os volumes de controle no entorno da turbina e da bomba fornecem, respectivamente,

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \qquad \text{e} \qquad \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = h_4 - h_3$$

sendo $\dot{m}$ a vazão mássica do vapor. A taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho quando ele passa pela caldeira é determinada utilizando-se os balanços de massa e energia como

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

Assim, a eficiência térmica pode ser obtida como

$$\eta = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_{entra}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$
$$= \frac{[(2758{,}0 - 1794{,}8) - (181{,}94 - 173{,}88)]\ \text{kJ/kg}}{(2758{,}0 - 181{,}94)\ \text{kJ/kg}}$$
$$= 0{,}371\ (37{,}1\%)$$

(b) A relação bwr vale

❷
$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_t} = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_2} = \frac{(181{,}94 - 173{,}88)\ \text{kJ/kg}}{(2758{,}0 - 1794{,}8)\ \text{kJ/kg}}$$
$$= \frac{8{,}06}{963{,}2} = 8{,}37 \times 10^{-3}\ (0{,}84\%)$$

(c) A vazão mássica do vapor pode ser obtida pela expressão da potência líquida fornecida no item (a). Assim,

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{ciclo}}{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}$$

$$= \frac{(100\ \text{MW})|10^3\ \text{kW/MW}|\,|3600\ \text{s/h}|}{(963{,}2 - 8{,}06)\ \text{kJ/kg}}$$

$$= 3{,}77 \times 10^5\ \text{kg/h}$$

(d) Com a expressão para $\dot{Q}_{entra}$ do item (a) e os valores da entalpia específica determinados anteriormente, tem-se

$$\dot{Q}_{entra} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

$$= \frac{(3{,}77 \times 10^5\ \text{kg/h})(2758{,}0 - 181{,}94)\ \text{kJ/kg}}{|3600\ \text{s/h}|\,|10^3\ \text{kW/MW}|}$$

$$= 269{,}77\ \text{MW}$$

(e) Os balanços de massa e energia em forma de taxa aplicados ao volume de controle que engloba o lado com vapor do condensador fornecem

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

$$= \frac{(3{,}77 \times 10^5\ \text{kg/h})(1794{,}8 - 173{,}88)\ \text{kJ/kg}}{|3600\ \text{s/h}|\,|10^3\ \text{kW/MW}|}$$

$$= 169{,}75\ \text{MW}$$

Note que a relação entre $\dot{Q}_{sai}$ e $\dot{Q}_{entra}$ é 0,629 (62,9%).

De modo alternativo, $\dot{Q}_{sai}$ pode ser determinada a partir de um balanço da taxa de energia da planta de potência a vapor *como um todo*. No regime estacionário, a potência líquida desenvolvida é igual à taxa líquida de transferência de calor para a usina. Portanto,

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{Q}_{entra} - \dot{Q}_{sai}$$

Arrumando-se esta expressão e substituindo-se valores, obtém-se

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{Q}_{entra} - \dot{W}_{ciclo} = 269{,}77\ \text{MW} - 100\ \text{MW} = 169{,}77\ \text{MW}$$

A pequena diferença obtida em relação ao resultado anterior é devida a arredondamentos.

(f) Considerando-se um volume de controle no entorno do condensador, os balanços das taxas de massa e energia fornecem em regime estacionário

$$0 = \overset{0}{\dot{Q}_{vc}} - \overset{0}{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}_{ar}(h_{ar\,entra} - h_{ar\,sai}) + \dot{m}(h_2 - h_3)$$

em que $\dot{m}_{ar}$ é a vazão mássica da água de resfriamento. Explicitando-se $\dot{m}_{ar}$, tem-se

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_3)}{(h_{ar\,sai} - h_{ar,entra})}$$

O numerador desta expressão foi calculado no item (e). Para a água de resfriamento, $h \approx h_f(T)$; assim, com os valores da Tabela A-2 para entalpia de líquido saturado na entrada e conhecendo-se as temperaturas da água de resfriamento, tem-se

$$\dot{m}_{ar} = \frac{(169{,}75\ \text{MW})|10^3\ \text{kW/MW}|\,|3600\ \text{s/h}|}{(146{,}68 - 62{,}99)\ \text{kJ/kg}} = 7{,}3 \times 10^6\ \text{kg/h}$$

Note que, neste exemplo-problema, é utilizada uma metodologia para solução de problemas ligeiramente modificada: iniciou-se com uma avaliação sistemática da entalpia específica em cada estado numerado.

Note que a relação bwr (uma relação entre o trabalho de entrada na bomba e o trabalho desenvolvido pela turbina) é relativamente baixa para o ciclo de Rankine. No caso presente, o trabalho necessário para operar a bomba é inferior a 1% do trabalho na saída da turbina.

Neste exemplo, 62,9% da energia fornecida ao fluido de trabalho por transferência de calor são descarregados posteriormente na água de resfriamento. Embora uma quantidade considerável de energia seja eliminada pela água de resfriamento, sua exergia é pequena, uma vez que a temperatura da água na saída é apenas alguns graus acima da temperatura das vizinhanças. Veja a Seção 8.6 para mais discussões.

Teste-Relâmpago

Se a vazão mássica do vapor fosse de 150 kg/s, quais seriam a potência líquida, em MW, e a eficiência térmica?

Resposta 143,2 MW e 37,1%.

8.2.3 Efeitos das Pressões da Caldeira e do Condensador no Ciclo de Rankine

Discutindo-se a Fig. 5.12 (Seção 5.9.1), observou-se que a eficiência térmica do ciclo de potência tende a aumentar quando a temperatura média, pela qual a energia é adicionada por transferência de calor, aumenta e/ou a temperatura média, pela qual a energia é rejeitada, diminui. (Veja o boxe a seguir para demonstração.) Pode-se aplicar esta idéia ao estudo dos efeitos das variações das pressões na caldeira e no condensador no desempenho de um ciclo ideal de Rankine. Embora esta constatação tenha sido obtida em relação ao ciclo ideal de Rankine, ela também é válida qualitativamente para as plantas de potência a vapor reais.

Considerações sobre o Efeito da Temperatura na Eficiência Térmica

Como o ciclo ideal de Rankine consiste inteiramente em processos com reversibilidades internas, pode-se obter uma expressão para a eficiência térmica em função das temperaturas *médias* durante os processos de interação térmica. Vamos desenvolver esta expressão lembrando que as áreas abaixo das linhas que representam os processos na Fig. 8.3 podem ser interpretadas como a transferência de calor por unidade de massa que flui através dos seus respectivos componentes. Por exemplo, a área total 1–b–c–4–a–1 representa a transferência de calor para o fluido de trabalho por unidade de massa que passa pela caldeira. Literalmente,

$$\left(\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}}\right)_{\substack{rev\\int}} = \int_4^1 T\,ds = \text{área } 1\text{–b–c–4–a–1}$$

A integral pode ser escrita em termos de uma temperatura média de adição de calor, $\overline{T}_{entra}$, como se segue:

$$\left(\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}}\right)_{\substack{rev\\int}} = \overline{T}_{entra}(s_1 - s_4)$$

onde a barra simboliza *valor médio*. Analogamente, a área 2–b–c–3–2 representa a transferência de calor do vapor condensado por unidade de massa que passa através do condensador

$$\left(\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}}\right)_{\substack{rev\\int}} = T_{sai}(s_2 - s_3) = \text{área } 2\text{–b–c–3–2}$$

$$= T_{sai}(s_1 - s_4)$$

onde T_{sai} simboliza a temperatura no lado do vapor no condensador do ciclo ideal de Rankine mostrado na Fig. 8.3. A eficiência térmica do ciclo ideal de Rankine pode ser expressa em função dessas transferências de calor como

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{(\dot{Q}_{sai}/\dot{m})_{\substack{rev\\int}}}{(\dot{Q}_{entra}/\dot{m})_{\substack{rev\\int}}} = 1 - \frac{T_{sai}}{\overline{T}_{entra}} \qquad (8.8)$$

Analisando-se a Eq. 8.8, conclui-se que a eficiência térmica do ciclo ideal tende a aumentar quando a temperatura média pela qual a energia é adicionada por transferência de calor aumenta e/ou a temperatura pela qual a energia é rejeitada diminui. Seguindo o mesmo raciocínio, podemos mostrar que estas conclusões são aplicáveis a outros ciclos ideais considerados neste capítulo e no próximo.

A Fig. 8.4*a* mostra dois ciclos ideais apresentando a mesma pressão no condensador, porém com diferentes pressões na caldeira. Por inspeção, a temperatura média do calor adicionado é mostrada como sendo maior para o ciclo de pressão mais alta 1′–2′–3′–4′–1′ do que para o ciclo 1–2–3–4–1. Assim, o aumento da pressão da caldeira do ciclo ideal de Rankine tende a aumentar a eficiência térmica.

A Fig. 8.4*b* mostra dois ciclos com as mesmas pressões na caldeira, porém com duas diferentes pressões no condensador. Um condensador opera à pressão atmosférica e o outro a uma pressão *inferior* à pressão atmosférica. A temperatura da rejeição de calor para o ciclo 1–2–3–4–1 que condensa à pressão atmosférica é de 100°C (212°F). A temperatura do calor rejeitado para o ciclo de pressão mais baixa 1–2″–3″–4″–1 é também mais baixa, e assim esse ciclo tem a maior eficiência térmica. Conclui-se, portanto, que a diminuição da pressão no condensador tende a aumentar a eficiência térmica.

A pressão mais baixa possível no condensador é a pressão de saturação correspondente à temperatura ambiente, uma vez que esta é a menor temperatura possível para a rejeição de calor para as vizinhanças. O objetivo de se manter a menor pressão de exaustão prática na turbina (condensador)

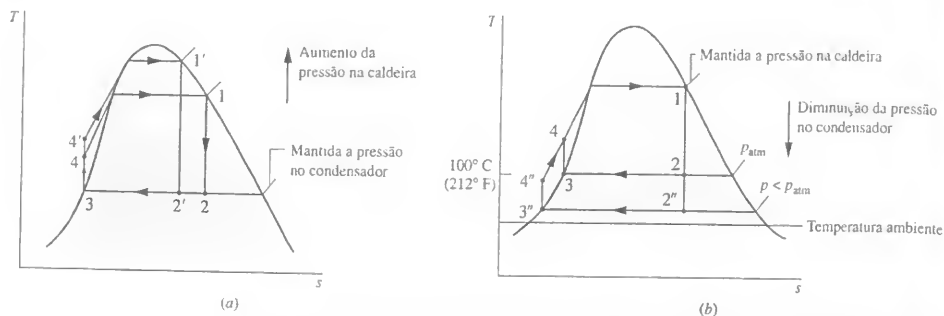



Fig. 8.4 Efeitos da variação das pressões de operação no ciclo ideal de Rankine. (*a*) Efeito da pressão na caldeira. (*b*) Efeito da pressão no condensador.

é uma razão primordial para a inclusão do condensador em uma planta de potência. A água líquida à pressão atmosférica poderia alimentar a caldeira através da bomba, e o vapor poderia ser descarregado diretamente na atmosfera na saída da turbina. Entretanto, incluindo-se um condensador, no qual o lado do vapor é operado a uma pressão *inferior à pressão atmosférica*, a turbina apresentará uma região de pressão mais baixa na qual será realizada a descarga, resultando em um aumento significativo do trabalho líquido e da eficiência térmica. A inclusão de um condensador também permite que o fluido de trabalho opere em um circuito fechado. Esse arranjo favorece uma circulação contínua do fluido de trabalho, e assim a água pura, que é menos corrosiva que a água de abastecimento, pode ser utilizada de modo mais econômico.

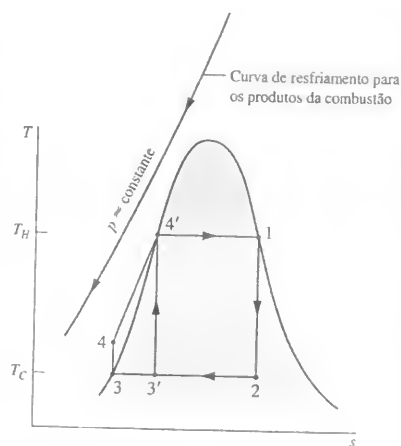



Fig. 8.5 Ilustração utilizada na comparação entre o ciclo ideal de Rankine e o ciclo de Carnot.

Comparação com o Ciclo de Carnot

Considerando-se a Fig. 8.5, o ciclo ideal de Rankine 1-2-3-4-4'-1 possui uma eficiência térmica menor do que o ciclo de Carnot 1-2-3'-4'-1 com as mesmas temperaturas máxima T_H e mínima T_C porque a temperatura média entre 4 e 4' é menor que T_H. A despeito da maior eficiência térmica do ciclo de Carnot, este apresenta duas deficiências como modelo para o ciclo de potência a vapor simples. Primeiro, o calor que passa para o fluido de trabalho de uma planta de potência a vapor geralmente é obtido a partir de produtos quentes do resfriamento da combustão a uma pressão aproximadamente constante. Para se utilizar plenamente a energia liberada na combustão, os produtos quentes deveriam ser resfriados tanto quanto possível. A primeira parte do processo de aquecimento do ciclo de Rankine mostrado na Fig. 8.5, Processo 4-4', é obtida pelo resfriamento dos produtos da combustão *abaixo* da temperatura máxima T_H. Entretanto, com o ciclo de Carnot, os produtos da combustão seriam resfriados *no máximo* até T_H. Assim, uma pequena parte da energia liberada na combustão seria utilizada. A segunda deficiência do ciclo de potência a vapor de Carnot envolve o processo de bombeamento. Observe que o estado 3' da Fig. 8.5 é uma mistura de duas fases líquido-vapor. Problemas significativos de ordem prática são encontrados no desenvolvimento de bombas que operem com misturas de duas fases, como seria necessário para o ciclo de Carnot 1-2-3'-4'-1. É muito mais fácil condensar o vapor completamente e trabalhar somente com líquido na bomba, como é feito no ciclo de Rankine. O bombeamento de 3 para 4 e o aquecimento a pressão constante sem trabalho de 4 para 4' são processos que praticamente podem ser alcançados na prática.

8.2.4 Principais Perdas e Irreversibilidades

As irreversibilidades e perdas são associadas a cada um dos quatro subsistemas mostrados na Fig. 8.1. Alguns desses efeitos têm uma influência mais pronunciada no desempenho do que outros. Considere as irreversibilidades e perdas associadas ao ciclo de Rankine.

Turbina

A principal irreversibilidade sofrida pelo fluido de trabalho está associada à sua expansão através da turbina. A transferência de calor da turbina para suas vizinhanças representa uma perda, porém, como geralmente essa perda tem uma importância secundária, ela será ignorada nas discussões posteriores. Conforme ilustra o Processo 1-2 da Fig. 8.6, uma expansão adiabática real através da turbina

é acompanhada de um aumento na entropia. O trabalho desenvolvido por unidade de massa nesse processo é menor do que para a correspondente expansão isentrópica 1-2s. A eficiência da turbina isentrópica η_t apresentada na Seção 6.12 possibilita que o efeito das irreversibilidades ocorrentes na turbina seja considerado em função do trabalho real e isentrópico. Designando-se os estados tal como indicados na Fig. 8.6, a eficiência isentrópica da turbina pode ser calculada como

$$\eta_t = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m})}{(\dot{W}_t/\dot{m})_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \tag{8.9}$$

na qual o numerador é o trabalho real desenvolvido por unidade de massa que passa pela turbina e o denominador é o trabalho para uma expansão isentrópica do estado na entrada da turbina até a pressão de exaustão da turbina. As irreversibilidades na turbina reduzem significativamente a potência líquida da saída da planta.

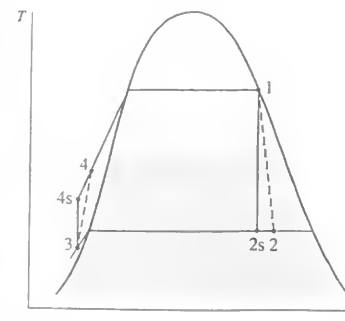



Fig. 8.6 Diagrama de temperatura–entropia mostrando os efeitos das irreversibilidades na turbina e na bomba.

Bomba

O trabalho fornecido à bomba necessário para vencer os efeitos de atrito também reduz a potência líquida na saída da planta. Na ausência de transferência de calor para as vizinhanças, haverá um aumento na entropia através da bomba. O Processo 3-4 da Fig. 8.6 ilustra o processo real de bombeamento. O trabalho fornecido para esse processo é *maior* do que para o correspondente processo isentrópico 3-4s. A eficiência isentrópica da bomba η_b apresentada na Seção 6.12 permite que consideremos o efeito das irreversibilidades na bomba em função dos trabalhos real e isentrópico. Designando-se os estados tal como indicados na Fig. 8.6, pode-se calcular a eficiência isentrópica da bomba como

$$\eta_b = \frac{(\dot{W}_b/\dot{m})_s}{(\dot{W}_b/\dot{m})} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \tag{8.10}$$

Nesta expressão, o trabalho da bomba para o processo isentrópico aparece no numerador. O trabalho real da bomba, sendo a maior grandeza, é o denominador. Devido ao fato de o trabalho da bomba ser muito menor do que o trabalho da turbina, as irreversibilidades na bomba representam um impacto muito menor no trabalho líquido do ciclo do que no caso da turbina.

Outras Condições Não-ideais

As irreversibilidades na turbina e na bomba mencionadas anteriormente são irreversibilidades *internas* ocorrentes no fluido de trabalho quando ele flui pelo circuito fechado do ciclo de Rankine. Entretanto, as fontes de irreversibilidade mais significativas para uma planta de potência a vapor operada a combustível fóssil estão associadas à combustão do combustível e à posterior transferência de calor dos produtos quentes da combustão para o fluido de trabalho do ciclo. Esses efeitos ocorrem nas vizinhanças do subsistema designado por A na Fig. 8.1 e, portanto, representam irreversibilidades *externas* para o ciclo de Rankine. Essas irreversibilidades são consideradas em mais detalhe na Seção 8.6 e no Capítulo 13, por meio do conceito de exergia.

Outro efeito que ocorre nas vizinhanças é a descarga de energia para a água de resfriamento quando o fluido de trabalho condensa. Embora uma parcela considerável de energia seja carreada pela água de resfriamento, sua *utilidade* é extremamente limitada. Para condensadores nos quais o vapor se condensa aproximadamente à temperatura ambiente, a água de resfriamento fica sujeita a um aumento de temperatura de apenas alguns graus acima da temperatura das vizinhanças ao passar pelo condensador e, dessa forma, tem utilidade limitada. Assim, essa perda é bem menor do que a sugerida pela magnitude da energia transferida para a água de resfriamento. A utilidade da água de resfriamento no condensador é considerada em mais detalhe na Seção 8.6 por meio do conceito de exergia.

Além das perdas citadas anteriormente, existem várias outras condições não-ideais. Por exemplo, as transferências de calor perdidas através das superfícies externas dos componentes da planta têm um efeito nocivo ao desempenho, uma vez que essas perdas reduzem a conversão da quantidade de calor de entrada em trabalho disponível na saída. Os efeitos de atrito resultando em quedas de pressão representam fontes de irreversibilidade interna quando o fluido de trabalho escoa através da caldeira, do condensador e dos tubos de conexão dos diversos componentes. Análises termodinâmicas detalhadas considerariam esses efeitos. Entretanto, para simplificar, eles serão desprezados nas discussões posteriores. Assim, a Fig. 8.6 não mostra quedas de pressão para o escoamento através da caldeira e do condensador ou entre os componentes da usina. Um outro efeito sobre o desempenho é sugerido pela disposição do estado 3 na Fig. 8.6. Nesse estado, a temperatura do fluido de trabalho que sai do condensador seria mais baixa que a temperatura de saturação correspondente à pressão

do condensador. Isto é desvantajoso, uma vez que seria necessária uma transferência de calor maior na caldeira para trazer a água até a saturação.

No próximo exemplo, o ciclo ideal de Rankine do Exemplo 8.1 é modificado para que se levem em consideração os efeitos de irreversibilidades na turbina e na bomba.

Exemplo 8.2 CICLO DE RANKINE COM IRREVERSIBILIDADES

Reconsidere o ciclo de potência a vapor do Exemplo 8.1, mas inclua na análise o fato de que a turbina e a bomba têm, cada qual, eficiência isentrópica de 85%. Determine para o ciclo modificado **(a)** a eficiência térmica, **(b)** a vazão mássica do vapor, em kg/h, para uma potência líquida de saída de 100 MW, **(c)** a taxa de transferência de calor, $\dot{Q}_{entra}$, para o fluido de trabalho quando ele passa pela caldeira, em MW, **(d)** a taxa de transferência de calor, $\dot{Q}_{sai}$, do vapor que condensa ao passar pelo condensador, em MW, **(e)** a vazão mássica da água de resfriamento no condensador, em kg/h, se a água entra no condensador a 15°C e sai a 35°C. Discuta os efeitos das irreversibilidades na turbina e na bomba sobre o ciclo de vapor.

Solução

Dado: Um ciclo de potência a vapor opera com vapor d'água como fluido de trabalho. A turbina e a bomba possuem, cada uma, eficiência de 85%.

Pede-se: Determine a eficiência térmica, a vazão mássica, em kg/h, a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho ao passar pela caldeira, em MW, a taxa de transferência de calor do vapor que condensa quando passa pelo condensador, em MW, e a vazão mássica da água de resfriamento no condensador, em kg/h. Comente seus resultados.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E8.2

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime estacionário.
2. O fluido de trabalho passa pela caldeira e pelo condensador a pressão constante. O vapor saturado entra na turbina. O fluido condensado é saturado na saída do condensador.
3. A turbina e a bomba operam adiabaticamente com uma eficiência de 85%.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise: Devido à presença de irreversibilidades durante a expansão do vapor através da turbina, ocorre um aumento de entropia específica desde a entrada até a saída desta, conforme mostra o diagrama T–s fornecido. Analogamente, ocorre um aumento de entropia específica desde a entrada até a saída da bomba. Pode-se iniciar a análise definindo cada um dos estados principais. O estado 1 é o mesmo do Exemplo 8.1, logo $h_1 = 2758{,}0$ kJ/kg e $s_1 = 5{,}7432$ kJ/kg · K.

Pode-se determinar a entalpia específica na saída da turbina, estado 2, utilizando a eficiência da turbina

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t/\dot{m}}{(\dot{W}_t/\dot{m})_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

onde h_{2s} é a entalpia específica no estado 2s no diagrama T–s fornecido. Pela solução do Exemplo 8.1, $h_{2s} = 1794{,}8$ kJ/kg. Explicitando-se h_2 e substituindo-se os valores conhecidos, tem-se

$$\begin{aligned} h_2 &= h_1 - \eta_t(h_1 - h_{2s}) \\ &= 2758 - 0{,}85(2758 - 1794{,}8) = 1939{,}3\ \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

O estado 3 é o mesmo do Exemplo 8.1, logo $h_3 = 173{,}88$ kJ/kg

Para determinar a entalpia específica na saída da bomba, estado 4, consideram-se apenas os balanços de fluxos de massa e de energia para um volume de controle no entorno da bomba para obter $\dot{W}_b/\dot{m} = h_4 - h_3$. Explicitando, a entalpia específica no estado 4, tem-se

$$h_4 = h_3 + \dot{W}_b/\dot{m}$$

A determinação de h_4 a partir desta expressão requer o trabalho na bomba, que pode ser calculado utilizando-se a eficiência da bomba η_b, conforme mostramos a seguir. Por definição,

$$\eta_b = \frac{(\dot{W}_b/\dot{m})_s}{(\dot{W}_b/\dot{m})}$$

O termo $(\dot{W}_b/\dot{m})_s$ pode ser calculado pela Eq. 8.7b. Assim, resolvendo para $\dot{W}_b/\dot{m}$ obtém-se

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = \frac{v_3(p_4 - p_3)}{\eta_b}$$

O numerador desta expressão foi determinado na solução do Exemplo 8.1. Dessa forma,

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = \frac{8{,}06\ \text{kJ/kg}}{0{,}85} = 9{,}48\ \text{kJ/kg}$$

A entalpia específica na saída da bomba é, portanto,

$$h_4 = h_3 + \dot{W}_b/\dot{m} = 173{,}88 + 9{,}48 = 183{,}36\ \text{kJ/kg}$$

(a) A potência líquida desenvolvida pelo ciclo é

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{W}_t - \dot{W}_b = \dot{m}[(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)]$$

A taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho quando este passa pela caldeira vale

$$\dot{Q}_{entra} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

Assim, a eficiência térmica é

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$

Substituindo-se os valores conhecidos, tem-se

$$\eta = \frac{(2758 - 1939{,}3) - 9{,}48}{2758 - 183{,}36} = 0{,}314\ (31{,}4\%)$$

(b) Com a expressão da potência líquida do item (a), a vazão mássica do vapor é

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{\dot{W}_{ciclo}}{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)} \\ &= \frac{(100\ \text{MW})|3600\ \text{s/h}||10^3\ \text{kW/MW}|}{(818{,}7 - 9{,}48)\ \text{kJ/kg}} = 4{,}449 \times 10^5\ \text{kg/h} \end{aligned}$$

(c) Com a expressão de $\dot{Q}_{entra}$ do item (a) e com os valores de entalpia específica determinados anteriormente, obtém-se

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{entra} &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\ &= \frac{(4{,}449 \times 10^5\ \text{kg/h})(2758 - 183{,}36)\ \text{kJ/kg}}{|3600\ \text{s/h}||10^3\ \text{kW/MW}|} = 318{,}2\ \text{MW} \end{aligned}$$

(d) A taxa de transferência de calor do vapor que condensa para a água de resfriamento é

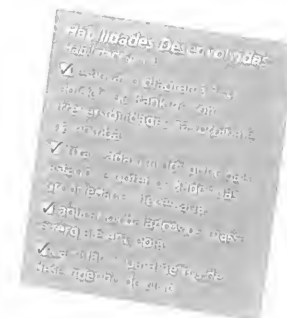
$$\begin{aligned} \dot{Q}_{sai} &= \dot{m}(h_2 - h_3) \\ &= \frac{(4{,}449 \times 10^5\ \text{kg/h})(1939{,}3 - 173{,}88)\ \text{kJ/kg}}{|3600\ \text{s/h}||10^3\ \text{kW/MW}|} = 218{,}2\ \text{MW} \end{aligned}$$

(e) A vazão mássica da água de resfriamento pode ser determinada como

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ar} &= \frac{\dot{m}(h_2 - h_3)}{(h_{ar\ sai} - h_{ar\ entra})} \\ &= \frac{(218{,}2\ \text{MW})|10^3\ \text{kW/MW}||3600\ \text{s/h}|}{(146{,}68 - 62{,}99)\ \text{kJ/kg}} = 9{,}39 \times 10^6\ \text{kg/h} \end{aligned}$$

Teste-Relâmpago

Se a vazão mássica do vapor fosse 150 kg/s, quais seriam a potência necessária à bomba, em kW, e a relação bwr (relação entre o trabalho de entrada na bomba e o trabalho desenvolvido pela turbina)?

Resposta 1422 kW e 0,0116.

Pode-se quantificar o efeito das irreversibilidades na turbina e na bomba comparando os valores presentes com seus equivalentes no Exemplo 8.1. Neste exemplo, o trabalho da turbina por unidade de massa é menor e o trabalho na bomba por unidade de massa é maior do que no Exemplo 8.1. A eficiência térmica neste caso é menor do que a do caso ideal do exemplo anterior. Para uma potência de saída líquida fixada (100 MW), o trabalho líquido na saída por unidade de massa, menor neste caso, impõe uma maior vazão mássica de vapor. A magnitude da transferência de calor para a água de resfriamento é maior neste exemplo do que no Exemplo 8.1; conseqüentemente, seria necessária uma maior vazão mássica de água de resfriamento.

8.3 Melhora do Desempenho — Superaquecimento e Reaquecimento

As representações para o ciclo de potência a vapor consideradas até aqui não descrevem fielmente as plantas de potência a vapor reais, uma vez que, em geral, várias modificações são incorporadas a fim de aumentar o desempenho geral. Nesta seção são consideradas duas modificações no ciclo conhecidas como *superaquecimento* e *reaquecimento*. Essas duas possibilidades normalmente são incorporadas às plantas de potência a vapor.

Vamos iniciar a discussão observando que um aumento da pressão na caldeira ou uma diminuição da pressão no condensador pode resultar em uma redução do título de vapor na saída da turbina. Isto pode ser percebido se compararmos os estados 2′ e 2″ indicados nas Figs. 8.4*a* e 8.4*b* com o correspondente estado 2 em cada diagrama. Se o título da mistura que passa pela turbina se tornar muito pequeno, o impacto das gotículas de líquido, referentes ao fluxo da mistura líquido–vapor, pode causar a erosão das pás da turbina, diminuindo a eficiência da turbina e aumentando a necessidade de manutenção. Dessa forma, é prática comum manter um título de pelo menos 90% ($x \geqq 0{,}9$) na saída da turbina. As modificações no ciclo conhecidas como *superaquecimento* e *reaquecimento* proporcionam pressões de operação vantajosas na caldeira e no condensador, e ainda eliminam o problema de título baixo na saída da turbina.

Superaquecimento

superaquecimento

Consideremos, inicialmente, o ***superaquecimento***. Uma vez que não há restrição quanto à existência de vapor saturado na entrada da turbina, uma energia adicional pode ser somada por transferência de calor para o vapor, trazendo-o a uma condição de vapor superaquecido na entrada da turbina. Esse acréscimo de energia é realizado em um trocador de calor separado chamado superaquecedor. A combinação da caldeira com o superaquecedor é conhecida como *gerador de vapor*. A Fig. 8.3 mostra um ciclo ideal de Rankine com vapor superaquecido na entrada da turbina: o ciclo 1′–2′–3–4–1′. O ciclo com superaquecimento apresenta uma temperatura média mais alta para o acréscimo de calor do que o ciclo sem superaquecimento (ciclo 1–2–3–4–1) e, portanto, a eficiência térmica é maior. Além disso, o título no estado 2′ na saída da turbina é maior do que no estado 2, que seria o estado na saída da turbina sem superaquecimento. Dessa forma, o superaquecimento também tende a minorar o problema do título baixo do vapor na saída da turbina. Com um superaquecimento adequado, o estado na saída da turbina pode inclusive cair para a região de vapor superaquecido.

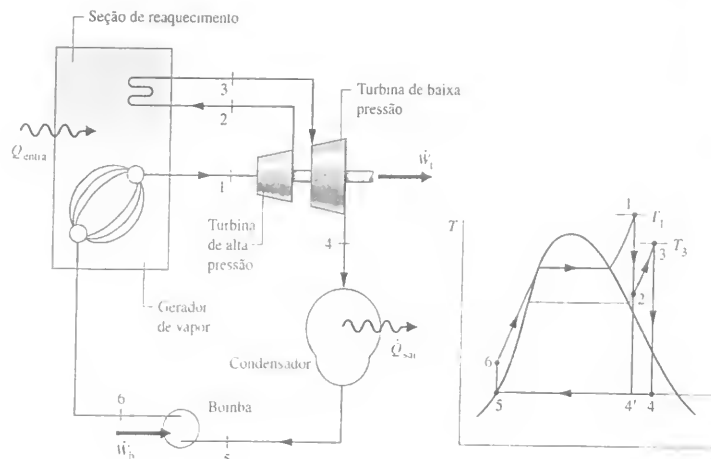



Fig. 8.7 Ciclo ideal de reaquecimento

Reaquecimento

reaquecimento

Uma outra modificação normalmente empregada nas plantas de potência a vapor é o ***reaquecimento***. Com o reaquecimento, uma usina de potência pode tirar proveito do aumento de eficiência resultante de pressões maiores na caldeira e ainda evitar um título baixo para o vapor na saída da turbina. No ciclo ideal com reaquecimento mostrado na Fig. 8.7, o vapor não se expande até a pressão do condensador em um único estágio. O vapor se expande através de uma turbina no primeiro estágio (Processo 1-2) até um valor de pressão entre as pressões do gerador de vapor e do condensador. O vapor é então reaquecido no gerador de vapor (Processo 2-3). Em condições ideais, não haverá queda de pressão durante o reaquecimento do vapor. Após o reaquecimento, o vapor se expande em uma turbina no segundo estágio até a pressão do condensador (Processo 3-4). A principal vantagem do reaquecimento é aumentar o título do vapor na saída da turbina. Isto pode ser percebido no diagrama *T–s* mostrado na Fig. 8.7 se compararmos o estado 4 com o estado 4′ na saída da turbina sem reaquecimento. Ao calcularmos a eficiência térmica de um ciclo de reaquecimento, é necessário considerar o trabalho realizado por ambos os estágios da turbina, bem como o acréscimo total de calor que ocorre nos processos de vaporização/superaquecimento e de reaquecimento. Esse cálculo é ilustrado no Exemplo 8.3.

Ciclo Supercrítico

A temperatura do vapor que entra na turbina sofre restrições devidas a limitações metalúrgicas impostas pelos materiais utilizados na fabricação do superaquecedor, do reaquecedor e da turbina. Uma alta pressão no gerador de vapor também requer tubulações que possam suportar grandes tensões a temperaturas elevadas. Embora estes fatores limitem os ganhos que possam ser alcançados pelo superaquecimento e pelo reaquecimento, a melhora dos materiais e dos métodos de fabricação tem propiciado, ao longo dos anos, aumentos no limite máximo das temperaturas do ciclo e das pressões no gerador de vapor, com correspondentes aumentos na eficiência térmica. Essa melhora tem evoluído de modo que as plantas de potência a vapor podem ser projetadas para operar com pressões no gerador de vapor superiores à pressão crítica da água (22,1 MPa, 3203,6 lbf/in²) e temperaturas de entrada na turbina superiores a 600°C (1100°F). A Fig. 8.8 mostra um ciclo ideal de reaquecimento com gerador de vapor operando a pressões supercríticas. Observe que não ocorre qualquer mudança de fase durante o processo de acréscimo de calor dos estados 6 a 1.

No próximo exemplo, o ciclo ideal de Rankine do Exemplo 8.1 é modificado para incluir superaquecimento e reaquecimento.

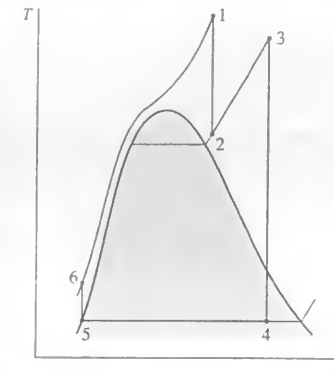



Fig. 8.8 Ciclo supercrítico ideal com reaquecimento.

Exemplo 8.3 CICLO IDEAL DE REAQUECIMENTO

O vapor d'água é o fluido de trabalho em um ciclo ideal de Rankine com superaquecimento e reaquecimento. O vapor entra na turbina do primeiro estágio a 8,0 MPa e 480°C, e se expande até 0,7 MPa. Em seguida, é reaquecido até 440°C antes de entrar na turbina do segundo estágio, onde se expande até a pressão do condensador de 0,008 MPa. A potência *líquida* na saída é de 100 MW. Determine **(a)** a eficiência térmica do ciclo, **(b)** a vazão mássica do vapor, em kg/h, **(c)** a taxa de transferência de calor, $\dot{Q}_{sai}$, do vapor que condensa quando passa pelo condensador, em MW. Discuta os efeitos do reaquecimento no ciclo de potência a vapor.

Solução

Dado: Um ciclo ideal de reaquecimento opera com vapor d'água como fluido de trabalho. As pressões e temperaturas de operação são especificadas, e a potência líquida disponível na saída é fornecida.

Pede-se: Determine a eficiência térmica, a vazão mássica do vapor, em kg/h, e a taxa de transferência de calor do vapor que condensa ao passar pelo condensador, em MW. Discuta os efeitos do reaquecimento.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

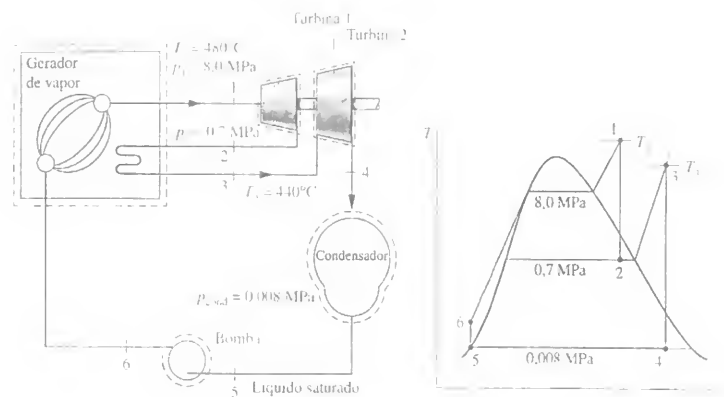



Fig. E8.3

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime estacionário. Os volumes de controle são mostrados no diagrama fornecido por linhas tracejadas.
2. Todos os processos sobre o fluido de trabalho são internamente reversíveis.
3. A turbina e a bomba operam adiabaticamente.
4. O condensado sai do condensador como líquido saturado.
5. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise: Inicialmente, define-se cada um dos estados principais. Começa-se pela entrada na turbina do primeiro estágio, onde a pressão é de 8,0 MPa e a temperatura é de 480°C, de modo que o vapor é superaquecido. Pela Tabela A-4, $h_1 = 3348,4$ kJ/kg e $s_1 = 6,6586$ kJ/kg · K.

O estado 2 é definido pela pressão $p_2 = 0,7$ MPa e pela condição $s_2 = s_1$ para expansão isentrópica através da turbina do primeiro estágio. Utilizando-se os dados para líquido saturado e vapor saturado da Tabela A-3, o título no estado 2 é

$$x_2 = \frac{s_2 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{6,6586 - 1,9922}{6,708 - 1,9922} = 0,9895$$

Assim, a entalpia específica vale

$$h_2 = h_f + x_2 h_{fg}$$
$$= 697,22 + (0,9895)2066,3 = 2741,8 \text{ kJ/kg}$$

O estado 3 é de vapor superaquecido com $p_3 = 0,7$ MPa e $T_3 = 440°C$, e assim, pela Tabela A-4, $h_3 = 3353,3$ kJ/kg e $s_3 = 7,7571$ kJ/kg · K.

Para definir o estado 4, utiliza-se $p_4 = 0,008$ MPa e $s_4 = s_3$ para a expansão isentrópica através da turbina do segundo estágio. Com os dados da Tabela A-3, o título no estado 4 é

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{7,7571 - 0,5926}{8,2287 - 0,5926} = 0,9382$$

A entalpia específica é

$$h_4 = 173,88 + (0,9382)2403,1 = 2428,5 \text{ kJ/kg}$$

O estado 5 é líquido saturado a 0,008 MPa, de modo que $h_5 = 173,88$ kJ/kg. Finalmente, o estado na saída da bomba é o mesmo do Exemplo 8.1, portanto, $h_6 = 181,94$ kJ/kg.

(a) A potência *líquida* desenvolvida pelo ciclo vale

$$\dot W_{ciclo} = \dot W_{t1} + \dot W_{t2} - \dot W_b$$

Os balanços de massa e energia em forma de taxa para os dois estágios de turbina e para a bomba se reduzem, respectivamente, a

$$\text{Turbina 1:} \quad \dot W_{t1}/\dot m = h_1 - h_2$$
$$\text{Turbina 2:} \quad \dot W_{t2}/\dot m = h_3 - h_4$$
$$\text{Bomba:} \quad \dot W_b/\dot m = h_6 - h_5$$

onde $\dot m$ é a vazão mássica do vapor.

A taxa de transferência de calor total para o fluido de trabalho que passa através da caldeira com superaquecedor e reaquecedor é obtida por

$$\frac{\dot Q_{ent}}{\dot m} = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)$$

Utilizando essas expressões podemos calcular a eficiência térmica como

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}$$
$$= \frac{(3348,4 - 2741,8) + (3353,3 - 2428,5) - (181,94 - 173,88)}{(3348,4 - 181,94) + (3353,3 - 2741,8)}$$
$$= \frac{606,6 + 924,8 - 8,06}{3166,5 + 611,5} = \frac{1523,3 \text{ kJ/kg}}{3778 \text{ kJ/kg}} = 0,403 \ (40,3\%)$$

(b) A vazão mássica do vapor pode ser obtida utilizando-se a expressão para a potência líquida fornecida no item (a)

$$\dot m = \frac{\dot W_{ciclo}}{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}$$
$$= \frac{(100 \text{ MW})|3600 \text{ s/h}||10^3 \text{ kW/MW}|}{(606,6 + 924,8 - 8,06) \text{ kJ/kg}} = 2,363 \times 10^5 \text{ kg/h}$$

(c) A taxa de transferência de calor do vapor que condensa para a água de resfriamento vale

$$\dot Q_{saí} = \dot m(h_4 - h_5)$$
$$= \frac{2,363 \times 10^5 \text{ kg/h} \, (2428,5 - 173,88) \text{ kJ/kg}}{|3600 \text{ s/h}||10^3 \text{ kW/MW}|} = 148 \text{ MW}$$

Para percebermos os efeitos do reaquecimento comparamos os atuais valores com seus equivalentes do Problema 8.1. Com superaquecimento e reaquecimento, a eficiência térmica é aumentada em relação àquela do ciclo do Exemplo 8.1. Para uma potência líquida de saída especificada (100 MW), uma eficiência térmica mais alta significa que é necessária uma vazão mássica de vapor menor. Além disso, com uma eficiência térmica maior, a taxa de transferência de calor para a água de resfriamento também é menor, resultando em uma demanda reduzida de água de resfriamento. Com o reaquecimento, o título do vapor na saída da turbina é significativamente aumentado em relação ao seu valor para o ciclo do Exemplo 8.1.

Teste-Relâmpago

Qual é a taxa de acréscimo de calor, em MW, para o processo de reaquecimento? Em relação ao calor total adicionado ao ciclo, qual é o percentual desse valor?

Resposta 40,1 MW e 16,2%.

O exemplo a seguir ilustra o efeito das irreversibilidades na turbina sobre o ciclo ideal de reaquecimento do Exemplo 8.3.

*E*xemplo 8.4 CICLO DE REAQUECIMENTO COM IRREVERSIBILIDADE NA TURBINA

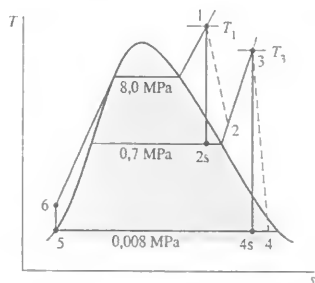
Reconsidere o ciclo de reaquecimento do Exemplo 8.3, mas desta vez inclua na análise o fato de que cada estágio de turbina apresenta a mesma eficiência isentrópica. **(a)** Considerando $\eta_t = 85\%$, determine a eficiência térmica. **(b)** Faça um gráfico da eficiência térmica em função da eficiência do estágio da turbina na faixa de 85 a 100%.

Solução

Dado: Um ciclo de reaquecimento opera com vapor d'água como fluido de trabalho. As pressões e temperaturas de operação são especificadas. Cada estágio de turbina tem a mesma eficiência isentrópica.

Pede-se: Se $\eta_t = 85\%$, determine a eficiência térmica. Construa também um gráfico da eficiência térmica em função da eficiência do estágio da turbina na faixa de 85 a 100%.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E8.4a

Modelo de Engenharia:

1. Como no Exemplo 8.3, cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime estacionário.
2. Com exceção dos dois estágios de turbina, todos os processos são internamente reversíveis.
3. A turbina e a bomba operam adiabaticamente.
4. O condensado sai do condensador como líquido saturado.
5. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise:

(a) Pela solução do Exemplo 8.3, são conhecidos os seguintes valores da entalpia específica, em kJ/kg: h_1 = 3348,4; h_{2s} = 2741,8; h_3 = 3353,3; h_{4s} = 2428,5; h_5 = 173,88 e h_6 = 181,94.

Podemos determinar a entalpia específica na saída da turbina do primeiro estágio, h_2, resolvendo a expressão da eficiência da turbina. Assim,

$$h_2 = h_1 - \eta_t(h_1 - h_{2s})$$
$$= 3348,4 - 0,85(3348,4 - 2741,8) = 2832,8 \text{ kJ/kg}$$

A entalpia específica na saída da turbina do segundo estágio pode ser obtida de modo semelhante:

$$h_4 = h_3 - \eta_t(h_3 - h_{4s})$$
$$= 3353,3 - 0,85(3353,3 - 2428,5) = 2567,2 \text{ kJ/kg}$$

Assim, a eficiência térmica pode ser obtida como

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}$$

➊ $$= \frac{(3348,4 - 2832,8) + (3353,3 - 2567,2) - (181,94 - 173,88)}{(3348,4 - 181,94) + (3353,3 - 2832,8)}$$

$$= \frac{1293,6 \text{ kJ/kg}}{3687,0 \text{ kJ/kg}} = 0,351\ (35,1\%)$$

(b) O programa *IT* para a solução deste item é listado a seguir, onde etat1 é η_{t1}, etat2 é η_{t2}, eta é η, Wnet = $\dot{W}_{liq}/\dot{m}$ e Qin = $\dot{Q}_{entra}/\dot{m}$.

```
// Define os estados
T1 = 480// °C
p1 = 80 // bar
h1 = h_PT ("Água/Vapor", p1, T1)
s1 = s_PT ("Água/Vapor", p1, T1)

p2 = 7 // bar
h2s = h_Ps ("Água/Vapor" , p2, s1)
etat1 = 0,85
h2 = h1 -- etat1 * (h1 – h2s)

T3 = 440 // °C
p3 = p2
h3 = h_PT ("Água/Vapor", p3, T3)
s3 = s_PT ("Água/Vapor", p3, T3)

p4 = 0,08//bar
h4s = h_Ps ("Água/Vapor", p4, s3)

etat2 = etat1
h4 = h3 – etat2 * (h3 - h4s)

p5 = p4
h5 = hsat_Px ("Água/Vapor", p5, 0) // kJ/kg
v5 = vsat_Px ("Água/Vapor", p5, 0) // m³/kg
```



```
p6 = p1
h6 = h5 + v5 * (p6 – p5) * 100//O número 100 nesta expressão é um fator de conversão de unidades
// Cálculo da eficiência térmica
Wnet = (h1 – h2) + (h3 – h4) – (h6 – h5)
Qin = (h1 – h6) + (h3 – h2)
eta = Wnet/Qin
```

Utilizando o botão **Explore**, varia-se eta de 0,85 a 1,0 em intervalos de 0,01. Em seguida, usando o botão **Graph**, obtém-se o seguinte gráfico:

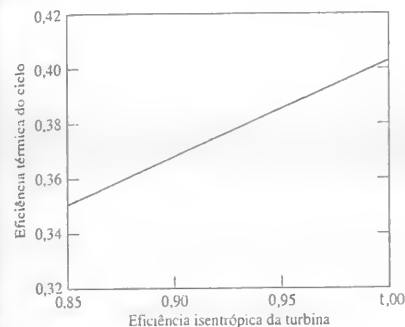



Fig. E8.4b

Pelo gráfico da Fig. E8.4*b*, vê-se que a eficiência térmica do ciclo aumenta de 0,351 para 0,403 quando a eficiência do estágio da turbina aumenta de 0,85 para 1,00, conforme se espera com base nos resultados dos Exemplos 8.3(a) e 8.4(a). Percebe-se também que a eficiência isentrópica da turbina apresenta um efeito significativo na eficiência térmica do ciclo.

➊ Devido às irreversibilidades presentes nos estágios da turbina, o trabalho líquido por unidade de massa desenvolvido neste caso é significativamente menor do que no caso do Exemplo 8.3. A eficiência térmica também é consideravelmente menor.

Teste-Relâmpago

Caso a temperatura T_3 fosse aumentada para 480°C, seria esperado que a eficiência térmica aumentasse, diminuísse ou permanecesse a mesma?

Resposta A eficiência térmica aumentaria.

8.4 Melhora do Desempenho — Ciclo de Potência a Vapor Regenerativo

Outro método comumente utilizado para aumentar a eficiência térmica das plantas de potência a vapor é o *aquecimento regenerativo da água de alimentação* ou simplesmente, ***regeneração***. Este é o tema da presente seção.

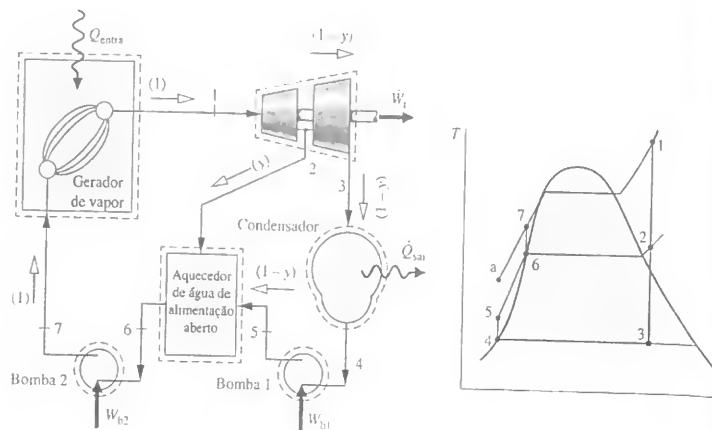
regeneração

Para a apresentação do princípio do aquecimento regenerativo da água de alimentação, considere novamente a Fig. 8.3. No ciclo 1–2–3–4–a–1, o fluido de trabalho entraria na caldeira como líquido comprimido no estado 4 e seria aquecido enquanto estivesse na fase líquida até o estado a. Com o aquecimento regenerativo da água de alimentação, o fluido de trabalho entraria na caldeira em um estado *entre* 4 e a. Assim, a temperatura média de acréscimo de calor seria aumentada, tendendo, portanto, a aumentar a eficiência térmica.

8.4.1 Aquecedores de Água de Alimentação Abertos

Considere como a regeneração pode ser efetuada por meio de um ***aquecedor de água de alimentação aberto***, um trocador de calor do tipo contato direto no qual correntes a diferentes temperaturas

aquecedores de água de alimentação abertos

Fig. 8.9 Ciclo de potência a vapor regenerativo com um aquecedor de água de alimentação aberto.

se misturam para formar uma corrente a uma temperatura intermediária. A Fig. 8.9 mostra o diagrama esquemático e o diagrama T–s correspondente para um ciclo de potência a vapor regenerativo que possui um aquecedor de água de alimentação aberto. Para esse ciclo, o fluido de trabalho passa isentropicamente através dos estágios da turbina e das bombas, e o escoamento através do gerador de vapor, do condensador e do aquecedor de água de alimentação ocorre sem queda de pressão em qualquer desses componentes. O vapor entra na turbina de primeiro estágio no estado 1 e se expande até o estado 2, onde é *extraída*, ou *sangrada*, uma fração do escoamento total para um aquecedor de água de alimentação aberto que opera a uma pressão de extração, p_2. O restante do vapor se expande através da turbina de segundo estágio até o estado 3. Esta parcela do escoamento total é condensada para líquido saturado, estado 4, e em seguida bombeada até a pressão de extração e introduzida no aquecedor de água de alimentação no estado 5. Uma única corrente misturada deixa o aquecedor de água de alimentação no estado 6. Para o caso mostrado na Fig. 8.9, as vazões mássicas das correntes que entram no aquecedor de água de alimentação são escolhidas de modo que a corrente que sai do aquecedor de água de alimentação é um líquido saturado à pressão de extração. O líquido no estado 6 é então bombeado até a pressão do gerador de vapor e entra nesse gerador de vapor no estado 7. Finalmente, o fluido de trabalho é aquecido do estado 7 para o estado 1 no gerador de vapor.

Considerando o diagrama T–s do ciclo, observe que o acréscimo de calor ocorreria do estado 7 até o estado 1, em vez do estado a até o estado 1, como no caso sem regeneração. Dessa forma, a quantidade de energia que deve ser fornecida através da queima de combustível fóssil, ou por outra fonte de energia, para vaporizar e superaquecer o vapor seria reduzida. Esse é o efeito desejado. No entanto, somente uma parte do escoamento total se expande através da turbina de segundo estágio (Processo 2–3), e assim menos trabalho será desenvolvido. Na prática, as condições de operação são escolhidas de tal maneira que a redução no calor adicionado supera com vantagem a diminuição do trabalho líquido desenvolvido, resultando em maior eficiência térmica nas plantas de potência regenerativas.

Análise do Ciclo

Considere a seguir a análise termodinâmica do ciclo regenerativo ilustrado na Fig. 8.9. Uma etapa inicial importante na análise de qualquer ciclo regenerativo a vapor é o cálculo das vazões mássicas através de cada um dos componentes. Considerando-se um único volume de controle envolvendo os dois estágios de turbina, o balanço de vazão mássica em regime estacionário se reduz a

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_1$$

sendo $\dot{m}_1$ a taxa pela qual a massa entra na turbina de primeiro estágio no estado 1, $\dot{m}_2$ é a taxa pela qual a massa é extraída e sai no estado 2 e $\dot{m}_3$ é a taxa pela qual a massa sai da turbina de segundo estágio no estado 3. Dividindo a igualdade anterior por $\dot{m}_1$, temos as vazões mássicas expressas por *unidade de massa* que passa através da turbina de primeiro estágio

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1$$

Designando-se por y ($y = \dot{m}_2/\dot{m}_1$) a fração do escoamento total extraída no estado 2, a fração do escoamento total que passa através da turbina de segundo estágio será

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y \tag{8.11}$$

As frações do escoamento total em várias posições estão indicadas na Fig. 8.9.

A fração y pode ser determinada pela aplicação dos princípios de conservação de massa e de energia a um volume de controle no entorno do aquecedor de água de alimentação. Admitindo-se que não há transferência de calor entre o aquecedor de água de alimentação e suas vizinhanças, e desprezando-se os efeitos das energias cinética e potencial, os balanços de massa e de energia em regime estacionário se reduzem a

$$0 = yh_2 + (1 - y)h_5 - h_6$$

Explicitando-se y, tem-se

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5} \tag{8.12}$$

A Eq. 8.12 permite-nos determinar a fração y quando os estados 2, 5 e 6 estão fixados.

Expressões para os principais trabalhos e as transferências de calor do ciclo regenerativo podem ser determinadas pela aplicação dos balanços de massa e de energia aos volumes de controle no entorno de cada componente. Iniciando-se pela turbina, o trabalho total é obtido pela soma dos trabalhos desenvolvidos por cada estágio de turbina. Desprezando-se os efeitos das energias cinética e potencial e admitindo-se que não haja troca de calor com as vizinhanças, pode-se expressar o trabalho total de turbina por unidade de massa que passa através da turbina de primeiro estágio como

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y)(h_2 - h_3) \tag{8.13}$$

O trabalho total de bombeamento é a soma do trabalho necessário para se operar cada bomba individualmente. Com base em uma unidade de massa que passa pela turbina de primeiro estágio, o trabalho total de bombeamento é

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_1} = (h_7 - h_6) + (1 - y)(h_5 - h_4) \tag{8.14}$$

A energia adicionada por transferência de calor para o fluido de trabalho que passa através do gerador de vapor, por unidade de massa que se expande através da turbina de primeiro estágio, é

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}_1} = h_1 - h_7 \tag{8.15}$$

e a energia rejeitada por transferência de calor para a água de resfriamento é

$$\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}_1} = (1 - y)(h_3 - h_4) \tag{8.16}$$

O exemplo a seguir ilustra a análise de um ciclo regenerativo com um aquecedor de água de alimentação aberto, incluindo o cálculo das propriedades nos diversos estados ao longo do ciclo e a determinação das frações do escoamento total em várias posições.

Exemplo 8.5 CICLO REGENERATIVO COM AQUECEDOR DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO ABERTO

Considere um ciclo de potência a vapor regenerativo com um aquecedor de água de alimentação aberto. O vapor d'água entra na turbina a 8,0 MPa e 480°C e se expande até 0,7 MPa, onde parte do vapor é extraída e desviada para o aquecedor de água de alimentação aberto que opera a 0,7 MPa. O restante do vapor se expande através da turbina de segundo estágio até a pressão de 0,008 MPa do condensador. O líquido saturado sai do aquecedor de água de alimentação aberto a 0,7 MPa. A eficiência isentrópica de cada estágio de turbina é de 85% e cada bomba opera isentropicamente. Se a potência líquida produzida pelo ciclo é de 100 MW, determine **(a)** a eficiência térmica e **(b)** a vazão mássica do vapor que entra no primeiro estágio de turbina, em kg/h.

Solução

Dado: Um ciclo de potência a vapor regenerativo opera com vapor d' água como fluido de trabalho. As pressões e temperaturas de operação são especificadas e a eficiência de cada estágio da turbina e a potência líquida produzida também são fornecidas.

Pede-se: Determine a eficiência térmica e a vazão mássica na turbina, em kg/h.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

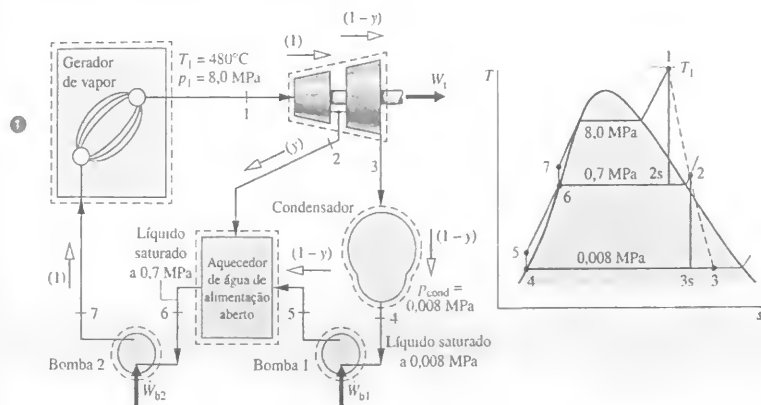



Fig. E8.5

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime estacionário. Os volumes de controle são indicados na figura por linhas tracejadas.
2. Todos os processos sobre o fluido de trabalho são internamente reversíveis, à exceção das expansões através dos dois estágios de turbina e da mistura no aquecedor de água de alimentação aberto.
3. As turbinas, as bombas e o aquecedor de água de alimentação operam adiabaticamente.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.
5. Tanto na saída do aquecedor de água de alimentação aberto quanto na saída do condensador o líquido está saturado.

Análise: A entalpia específica nos estados 1 e 4 pode ser obtida nas tabelas de vapor. A entalpia específica no estado 2 é calculada na solução do Exemplo 8.4. A entropia específica no estado 2 pode ser obtida das tabelas de vapor utilizando-se os valores conhecidos de entalpia e pressão nesse estado. Em suma, $h_1 = 3348{,}4$ kJ/kg, $h_2 = 2832{,}8$ kJ/kg, $s_2 = 6{,}8606$ kJ/kg · K, $h_4 = 173{,}88$ kJ/kg.

A entalpia específica no estado 3 pode ser determinada por meio da eficiência da turbina de segundo estágio, ou seja,

$$h_3 = h_2 - \eta_t(h_2 - h_{3s})$$

Com $s_{3s} = s_2$, o título no estado 3s é $x_{3s} = 0{,}8208$; utilizando esta informação, obtém-se $h_{3s} = 2146{,}3$ kJ/kg. Assim,

$$h_3 = 2832{,}8 - 0{,}85(2832{,}8 - 2146{,}3) = 2249{,}3 \text{ kJ/kg}$$

O estado 6 é líquido saturado a 0,7 MPa. Assim, $h_6 = 697{,}22$ kJ/kg.

Como se admite que as bombas operam sem irreversibilidades, os valores da entalpia específica nos estados 5 e 7 podem ser determinados como

$$h_5 = h_4 + v_4(p_5 - p_4)$$
$$= 173{,}88 + (1{,}0084 \times 10^{-3})(\text{m}^3/\text{kg})(0{,}7 - 0{,}008)\,\text{MPa}\left|\frac{10^6\ \text{N/m}^2}{1\ \text{MPa}}\right|\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\text{N}\cdot\text{m}}\right| = 174{,}6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = h_6 + v_6(p_7 - p_6)$$
$$= 697{,}22 + (1{,}1080 \times 10^{-3})(8{,}0 - 0{,}7)|10^3| = 705{,}3 \text{ kJ/kg}$$

Aplicando balanços de massa e de energia em um volume de controle envolvendo o aquecedor aberto, obtém-se a fração y do escoamento extraído no estado 2, ou seja,

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5} = \frac{697{,}22 - 174{,}6}{2832{,}8 - 174{,}6} = 0{,}1966$$

(a) Relativamente a uma unidade de massa que passa pela turbina de primeiro estágio, o trabalho total produzido pela turbina é

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y)(h_2 - h_3)$$
$$= (3348{,}4 - 2832{,}8) + (0{,}8034)(2832{,}8 - 2249{,}3) = 984{,}4 \text{ kJ/kg}$$

O trabalho total de bombeamento por unidade de massa que passa através da turbina de primeiro estágio é

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_1} = (h_7 - h_6) + (1 - y)(h_5 - h_4)$$
$$= (705{,}3 - 697{,}22) + (0{,}8034)(174{,}6 - 173{,}88) = 8{,}7 \text{ kJ/kg}$$

O calor adicionado no gerador de vapor por unidade de massa que passa pela turbina de primeiro estágio é

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}_1} = h_1 - h_7 = 3348{,}4 - 705{,}3 = 2643{,}1 \text{ kJ/kg}$$

Assim, a eficiência térmica vale

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m}_1 - \dot{W}_b/\dot{m}_1}{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}_1} = \frac{984{,}4 - 8{,}7}{2643{,}1} = 0{,}369\ (36{,}9\%)$$

(b) Pode-se determinar a vazão mássica do vapor d'água que entra na turbina, $\dot{m}_1$, utilizando o valor fornecido para a potência líquida produzida, 100 MW. Uma vez que

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{W}_t - \dot{W}_b$$

e

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = 984{,}4 \text{ kJ/kg} \quad \text{e} \quad \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_1} = 8{,}7 \text{ kJ/kg}$$

segue-se que

$$\dot{m}_1 = \frac{(100\ \text{MW})|3600\ \text{s/h}|}{(984{,}4 - 8{,}7)\ \text{kJ/kg}}\left|\frac{10^3\ \text{kJ/s}}{1\ \text{MW}}\right| = 3{,}69 \times 10^5 \text{ kg/h}$$

❶ Note que as frações do escoamento total relacionadas a diversas posições estão indicadas na figura.

Se a vazão mássica de vapor que entra na turbina de primeiro estágio fosse de 150 kg/s, qual seria a potência líquida, em MW, e a fração de vapor extraída, y?

Resposta 146,4 MW e 0,1966.

8.4.2 Aquecedores de Água de Alimentação Fechados

O aquecimento regenerativo da água de alimentação também pode ser realizado com ***aquecedores de água de alimentação fechados***. Os aquecedores fechados são recuperadores do tipo casca e tubo nos quais a temperatura da água de alimentação aumenta conforme o vapor extraído se condensa no exterior dos tubos que transportam a água de alimentação. Uma vez que as duas correntes não se misturam, elas podem se apresentar a diferentes pressões. Os diagramas da Fig. 8.10 mostram dois esquemas distintos para se remover o condensado de aquecedores de água de alimentação fechados. Na Fig. 8.10*a*, essa operação é realizada por uma bomba cuja função é bombear o condensado adiante para uma região de pressão mais elevada no ciclo. Na Fig. 8.10*b*, permite-se que o condensado pas-

aquecedores de água de alimentação fechados

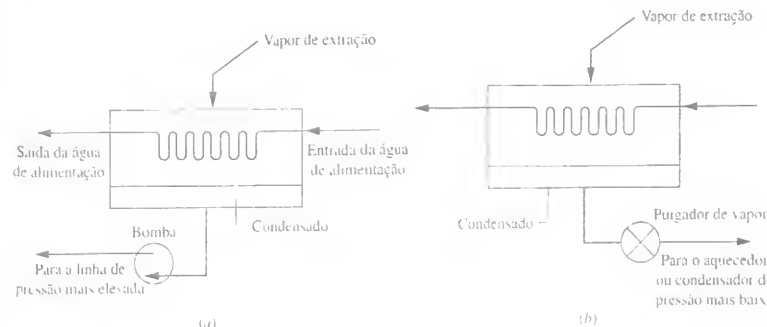
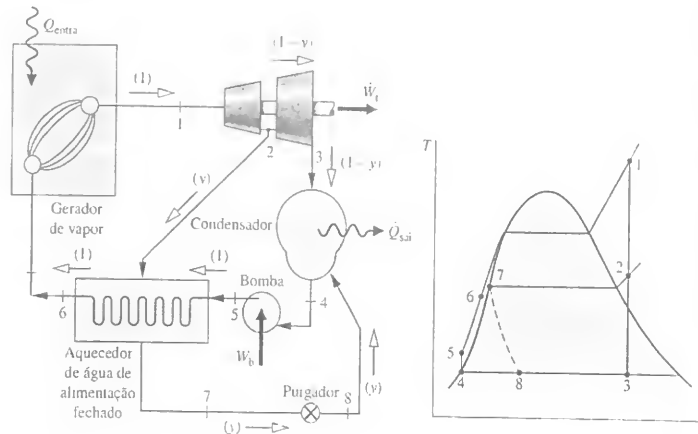



Fig. 8.10 Exemplos de aquecedores de água de alimentação fechados

Fig. 8.11 Ciclo de potência a vapor regenerativo com um aquecedor de água de alimentação fechado.

se através de um *purgador* para dentro de um aquecedor de água de alimentação que opera a uma pressão mais baixa ou para dentro do condensador. Um purgador é um tipo de válvula que permite apenas a passagem de líquido para uma região de pressão mais baixa.

A Fig. 8.11 mostra esquematicamente um ciclo de potência a vapor regenerativo que tem um aquecedor de água de alimentação fechado com o condensado purgado para o condensador. Nesse ciclo, o fluido de trabalho passa isentropicamente através dos estágios de turbina e bombas, e não há quedas de pressão associadas ao escoamento através dos outros componentes. O diagrama T–s mostra os estados principais do ciclo. O escoamento total de vapor se expande através da turbina de primeiro estágio desde o estado 1 até o estado 2. Nesse ponto, uma fração do escoamento é sangrada para o aquecedor de água de alimentação fechado, onde se condensa. O líquido saturado à pressão de extração sai do aquecedor de água de alimentação no estado 7. O condensado é então purgado para o condensador, onde se junta à fração do escoamento total que passa pela turbina de segundo estágio. A expansão do estado 7 para o estado 8 através do purgador é irreversível, e por esta razão é indicada por uma linha tracejada no diagrama T–s. O escoamento total que sai do condensador como líquido saturado no estado 4 é bombeado até a pressão do gerador de vapor e entra no aquecedor de água de alimentação no estado 5. A temperatura da água de alimentação é aumentada na passagem pelo aquecedor de água de alimentação. A água de alimentação então sai no estado 6. O ciclo se completa quando o fluido de trabalho é aquecido no gerador de vapor a pressão constante do estado 6 até o estado 1. Embora o aquecedor fechado mostrado na figura opere sem queda de pressão em ambas as correntes, existe uma fonte de irreversibilidade devida à diferença de temperatura de uma corrente para a outra.

Análise do Ciclo

O diagrama esquemático do ciclo mostrado na Fig. 8.11 é identificado com as frações do escoamento total em várias posições. Essa marcação geralmente ajuda na análise desses ciclos. A fração do escoamento total extraída, y, pode ser determinada pela aplicação dos princípios de conservação de massa e de energia em um volume de controle no entorno do aquecedor de água de alimentação. Admitindo-se que não haja transferência de calor entre o aquecedor de água de alimentação e suas vizinhanças e desprezando-se os efeitos das energias cinética e potencial, os balanços de massa e de energia, em regime estacionário, podem ser expressos por

$$0 = y(h_2 - h_7) + (h_5 - h_6)$$

Explicitando y, tem-se

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7} \tag{8.17}$$

Os principais trabalhos e transferências de calor são calculados conforme discutimos anteriormente.

8.4.3 Aquecedores de Água de Alimentação Múltiplos

A eficiência térmica do ciclo regenerativo pode ser aumentada pela incorporação de vários aquecedores de água de alimentação a pressões apropriadamente escolhidas. O número de aquecedores de água de alimentação utilizados é baseado em aspectos econômicos, uma vez que os aumentos incrementais alcançados na eficiência térmica com cada aquecedor adicional devem justificar o aumento de capital investido (aquecedor, tubulações, bombas etc.). Os projetistas de plantas de potência uti-

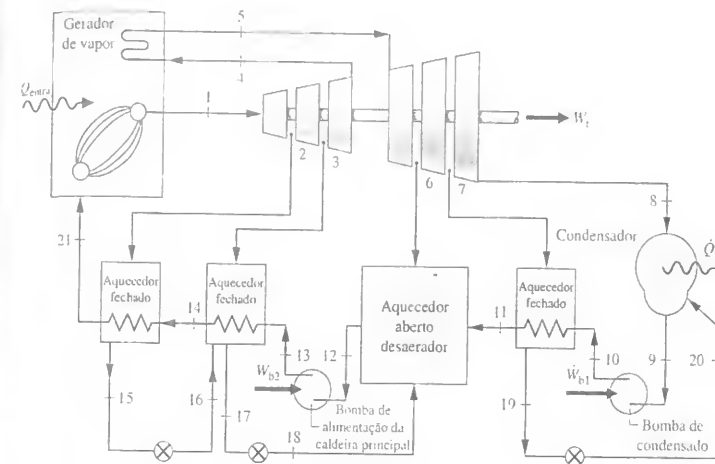



Fig. 8.12 Exemplo de leiaute de uma planta de potência.

lizam programas de computador para simular o desempenho termodinâmico e econômico de diferentes projetos que os auxiliam na tomada de decisão quanto à quantidade de aquecedores a serem utilizados, os tipos de aquecedores e as pressões pelas quais eles devem operar.

A Fig. 8.12 mostra o arranjo de uma planta de potência com três aquecedores de água de alimentação fechados e um aquecedor aberto. Geralmente, as plantas de potência com múltiplos aquecedores de água de alimentação possuem pelo menos um aquecedor de água de alimentação aberto operando a uma pressão maior do que a pressão atmosférica de modo que o oxigênio e outros gases dissolvidos possam ser retirados do ciclo. Esse procedimento, conhecido como ***desaeração***, é necessário para se manter a pureza do fluido de trabalho, a fim de minimizar a ocorrência de corrosão. As plantas de potência reais apresentam muitas das características básicas mostradas na figura.

desaeração

Nos estudos dos ciclos de potência a vapor regenerativos com múltiplos aquecedores de água de alimentação, é uma boa prática basear a análise em uma unidade de massa que entra pela turbina de primeiro estágio. Para que as quantidades de matéria que escoam através dos diversos componentes da planta sejam estabelecidas, as frações do escoamento total removidas em cada ponto de extração e a fração do escoamento total remanescente em cada ponto do ciclo definido por um estado devem ser identificadas em um diagrama esquemático do ciclo. As frações extraídas são determinadas a partir dos balanços de massa e de energia para os volumes de controle ao redor de cada um dos aquecedores de água de alimentação, começando-se com o aquecedor de mais alta pressão e seguindo-se para cada aquecedor de pressão mais baixa do ciclo. Este procedimento é utilizado no exemplo a seguir, o qual envolve um ciclo de potência a vapor regenerativo com reaquecimento com dois aquecedores de água de alimentação, um do tipo fechado e o outro do tipo aberto.

Exemplo 8.6 CICLO REGENERATIVO COM REAQUECIMENTO E DOIS AQUECEDORES DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

Considere um ciclo de potência a vapor regenerativo com reaquecimento que tenha dois aquecedores de água de alimentação, um do tipo fechado e o outro do tipo aberto. O vapor d'água entra na primeira turbina a 8,0 MPa e 480°C, e se expande até 0,7 MPa. O vapor é reaquecido até 440°C antes de entrar na segunda turbina, onde se expande até a pressão do condensador, que é de 0,008 MPa. O vapor é extraído da primeira turbina a 2 MPa e é introduzido no aquecedor de água de alimentação fechado. A água de alimentação deixa o aquecedor fechado a 205°C e 8,0 MPa, e o condensado sai como líquido saturado a 2 MPa. O condensado é purgado para um aquecedor de água de alimentação do tipo aberto. O vapor extraído da segunda turbina a 0,3 MPa também é introduzido no aquecedor de água de alimentação aberto, o qual opera a 0,3 MPa. A corrente que sai do aquecedor de água de alimentação aberto está em forma de líquido saturado a 0,3 MPa. A potência *líquida* de saída do ciclo é de 100 MW. Não há transferência de calor de qualquer componente para suas vizinhanças. Considerando que o fluido de trabalho não sofre irreversibilidades ao passar pelas turbinas, bombas, gerador de vapor, reaquecedor e condensador, determine **(a)** a eficiência térmica e **(b)** a vazão mássica do vapor que entra na primeira turbina, em kg/h.

Solução

Dado: Um ciclo de potência a vapor regenerativo com reaquecimento opera com vapor d'água como fluido de trabalho. As pressões e temperaturas de operação são especificadas, e a potência líquida na saída é fornecida.

Pede-se: Determine a eficiência térmica e a vazão mássica que entra na primeira turbina, em kg/h.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

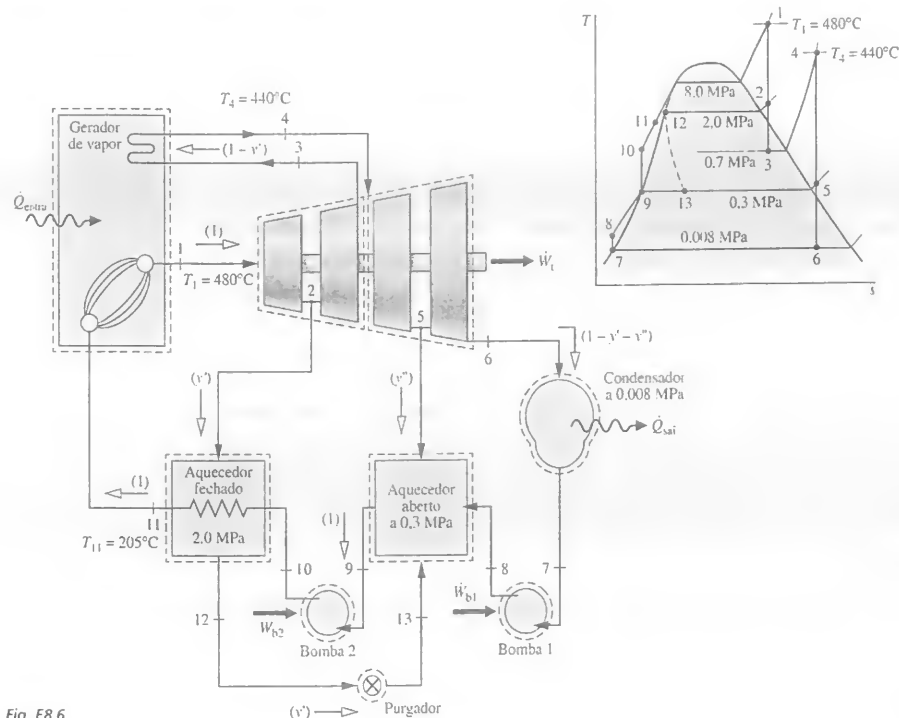



Fig. E8.6

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime estacionário. Os volumes de controle são indicados no diagrama por linhas tracejadas.
2. Não há troca de calor de qualquer componente para suas vizinhanças.
3. O fluido de trabalho sofre processos internamente reversíveis ao passar pelas turbinas, bombas, gerador de vapor, reaquecedor e condensador.
4. A expansão através do purgador ocorre através de um processo de *estrangulamento*.
5. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.
6. O condensado sai do aquecedor fechado como líquido saturado a 2 MPa. A água de alimentação sai do aquecedor aberto como líquido saturado a 0,3 MPa O condensado deixa o condensador como líquido saturado.

Análise: Pode-se determinar as entalpias específicas nos principais estados do ciclo. O estado 1 é o mesmo do Exemplo 8.3, portanto $h_1 = 3348,4$ kJ/kg e $s_1 = 6,6586$ kJ/kg · K.

O estado 2 é definido pela pressão $p_2 = 2,0$ MPa e pela entropia específica s_2, que é a mesma do estado 1. Realizando-se uma interpolação na Tabela A-4, tem-se $h_2 = 2963,5$ kJ/kg. O estado na saída da primeira turbina é o mesmo da saída na primeira turbina do Exemplo 8.3; logo, $h_3 = 2741,8$ kJ/kg.

O estado 4 é vapor superaquecido a 0,7 MPa e 440°C. Da Tabela A-4, tem-se que $h_4 = 3353,3$ kJ/kg e $s_4 = 7,7571$ kJ/kg · K Procedendo-se a uma interpolação na Tabela A-4 em $p_5 = 0,3$ MPa e $s_5 = s_4 = 7,7571$ kJ/kg · K, a entalpia no estado 5 é $h_5 = 3101,5$ kJ/kg

Igualando-se s_6 a s_4, calcula-se o título no estado 6 como sendo $x_6 = 0,9382$. Assim,

$$h_6 = h_f + x_6 h_{fg}$$
$$= 173,88 + (0,9382)2403,1 = 2428,5 \text{ kJ/kg}$$

Na saída do condensador, $h_7 = 173,88$ kJ/kg. A entalpia específica na saída da primeira bomba é

$$h_8 = h_7 + v_7(p_8 - p_7)$$
$$= 173,88 + (1,0084)(0,3 - 0,008) = 174,17 \text{ kJ/kg}$$

As conversões de unidades necessárias foram consideradas nos exemplos anteriores.

O líquido que deixa o aquecedor de água de alimentação aberto no estado 9 é líquido saturado a 0,3 MPa. A entalpia específica é $h_9 = 561,47$ kJ/kg. A entalpia específica na saída da segunda bomba vale

$$h_{10} = h_9 + v_9(p_{10} - p_9)$$
$$= 561,47 + (1,0732)(8,0 - 0,3) = 569,73 \text{ kJ/kg}$$

O condensado que deixa o aquecedor fechado está saturado a 2 MPa. Pela Tabela A-3, $h_{12} = 908,79$ kJ/kg. O fluido que passa pelo purgador sofre um processo de estrangulamento, logo $h_{13} = 908,79$ kJ/kg.

A entalpia específica da água de alimentação que sai do aquecedor fechado a 8,0 MPa e 205°C é obtida a partir da Eq. 3.13, ou seja,

$$h_{11} = h_f + v_f(p_{11} - p_{sat})$$
$$= 875,1 + (1,1646)(8,0 - 1,73) = 882,4 \text{ kJ/kg}$$

onde h_f e v_f são a entalpia específica do líquido saturado e o volume específico a 205°C, respectivamente, e p_{sat} é a pressão de saturação em MPa a essa temperatura. Como alternativa, pode-se obter h_{11} pela Tabela A-5.

No diagrama esquemático do ciclo são indicadas as frações do escoamento total na turbina que permanecem nos diversos locais. As frações do escoamento total desviadas para o aquecedor fechado e para o aquecedor aberto são, respectivamente, $y' = \dot{m}_2/\dot{m}_1$ e $y'' = \dot{m}_5/\dot{m}_1$, onde $\dot{m}_1$ representa a vazão mássica de entrada na primeira turbina.

A fração y' pode ser determinada pela aplicação dos balanços de massa e de energia a um volume de controle que engloba o aquecedor fechado. O resultado é

$$y' = \frac{h_{11} - h_{10}}{h_2 - h_{12}} = \frac{882,4 - 569,73}{2963,5 - 908,79} = 0,1522$$

A fração y'' pode ser determinada pela aplicação dos balanços de massa e de energia a um volume de controle que englobe o aquecedor aberto, o que resulta em

$$0 = y''h_5 + (1 - y' - y'')h_8 + y'h_{13} - h_9$$

Explicitando-se y'', tem-se

$$y'' = \frac{(1 - y')h_8 + y'h_{13} - h_9}{h_8 - h_5}$$
$$= \frac{(0,8478)174,17 + (0,1522)908,79 - 561,47}{174,17 - 3101,5}$$
$$= 0,0941$$

(a) Os valores do trabalho e da transferência de calor que se seguem são expressos com base na unidade de massa admitida na primeira turbina O trabalho por unidade de massa de entrada desenvolvido pela primeira turbina pode ser obtido pela soma

$$\frac{\dot{W}_{t1}}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y')(h_2 - h_3)$$
$$= (3348,4 - 2963,5) + (0,8478)(2963,5 - 2741,8)$$
$$= 572,9 \text{ kJ/kg}$$

Analogamente, para a segunda turbina,

$$\frac{\dot{W}_{t2}}{\dot{m}_1} = (1 - y')(h_4 - h_5) + (1 - y' - y'')(h_5 - h_6)$$
$$= (0,8478)(3353,3 - 3101,5) + (0,7537)(3101,5 - 2428,5)$$
$$= 720,7 \text{ kJ/kg}$$

Para a primeira bomba

$$\frac{\dot{W}_{b1}}{\dot{m}_1} = (1 - y' - y'')(h_8 - h_7)$$
$$= (0,7537)(174,17 - 173,88) = 0,22 \text{ kJ/kg}$$

E, para a segunda bomba,

$$\frac{\dot{W}_{b2}}{\dot{m}_1} = (h_{10} - h_9)$$
$$= 569{,}73 - 561{,}47 = 8{,}26 \text{ kJ/kg}$$

O calor total fornecido é a soma da energia adicionada por transferência de calor durante ebulição/superaquecimento e o reaquecimento. Ao ser expresso com base na unidade de massa que entra na primeira turbina, esse calor fica

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_{11}) + (1 - y')(h_4 - h_3)$$
$$= (3348{,}4 - 882{,}4) + (0{,}8478)(3353{,}3 - 2741{,}8)$$
$$= 2984{,}4 \text{ kJ/kg}$$

Com os valores anteriores, a eficiência térmica vale

$$\eta = \frac{\dot{W}_{t1}/\dot{m}_1 + \dot{W}_{t2}/\dot{m}_1 - \dot{W}_{b1}/\dot{m}_1 - \dot{W}_{b2}/\dot{m}_1}{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}_1}$$
$$= \frac{572{,}9 + 720{,}7 - 0{,}22 - 8{,}26}{2984{,}4} = 0{,}431\ (43{,}1\%)$$

(b) A vazão mássica que entra na primeira turbina pode ser determinada a partir do valor fornecido da potência líquida de saída. Assim,

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{W}_{t1}/\dot{m}_1 + \dot{W}_{t2}/\dot{m}_1 - \dot{W}_{b1}/\dot{m}_1 - \dot{W}_{b2}/\dot{m}_1}$$
$$= \frac{(100 \text{ MW})|3600 \text{ s/h}||10^3 \text{ kW/MW}|}{1285{,}1 \text{ kJ/kg}} = 2{,}8 \times 10^5 \text{ kg/h}$$

❶ Ao serem comparadas aos valores correspondentes determinados para o ciclo de Rankine simples do Exemplo 8.1, a eficiência térmica do presente ciclo regenerativo é significativamente superior e a vazão mássica é consideravelmente menor.

Teste-Relâmpago

Se cada estágio da turbina tivesse uma eficiência isentrópica de 85%, em quais dos estados indicados no ciclo os valores da entalpia específica seriam alterados?

Resposta 2, 3, 5 e 6.

8.5 Outros Aspectos do Ciclo a Vapor

Nesta seção são considerados os aspectos dos ciclos a vapor relacionados às características do fluido de trabalho, aos ciclos de vapor binários e aos sistemas de co-geração.

Características do Fluido de Trabalho

A água é utilizada como o fluido de trabalho na grande maioria dos sistemas de potência a vapor, por ser abundante e de baixo custo, não-tóxica, quimicamente estável e relativamente não-corrosiva. Além disso, a água apresenta uma variação de entalpia específica relativamente elevada quando se vaporiza às pressões comumente encontradas no gerador de vapor, o que tende a limitar a vazão mássica necessária para uma saída desejada na planta de potência. As propriedades da água líquida e do vapor d'água também são tais que as relações bwr (relação entre o trabalho de entrada na bomba e o trabalho desenvolvido pela turbina) são tipicamente bem pequenas e as técnicas de superaquecimento, reaquecimento e regeneração podem ser eficazes para aumentar as eficiências da planta de potência.

No entanto, a água é menos indicada relativamente a algumas outras características desejáveis para um fluido de trabalho. Por exemplo, a temperatura crítica da água é de apenas 374,14°C (705,4°F), o que representa cerca de 225°C (440°F) abaixo das temperaturas máximas admissíveis na entrada de uma turbina. Sendo assim, para se obter uma temperatura média elevada, pode ser necessário que o gerador de vapor opere a pressões supercríticas. Isto requer tubulações caras e tubos de trocador de calor capazes de suportar grandes tensões. Outra característica indesejável da água é que sua

pressão de saturação às temperaturas comuns de operação do condensador é bem inferior à pressão atmosférica. Como resultado, pode ocorrer um vazamento de ar para o sistema, sendo necessário utilizar bombas ejetoras especiais ligadas ao condensador ou desaerar os aquecedores de água de alimentação para retirar o ar.

Embora a água apresente algumas deficiências como fluido de trabalho, não foi encontrado qualquer outro fluido de trabalho que seja mais satisfatório em termos gerais para grandes usinas geradoras de eletricidade. Ainda assim, os ciclos de potência a vapor direcionados para aplicações especiais podem utilizar fluidos de trabalho que, relativamente à água, combinem melhor com a aplicação em questão. Os ciclos que operam a temperaturas relativamente baixas podem apresentar melhor desempenho com um refrigerante como a amônia como fluido de trabalho. Os sistemas de potência para aplicações a alta temperatura podem empregar substâncias que tenham características de desempenho desejáveis a essas temperaturas. Além disso, pode-se utilizar a água juntamente com alguma outra substância em um ciclo de vapor *binário* para atingir um desempenho geral melhor do que poderia ser realizado com água apenas.

Ciclo de Vapor Binário

ciclo binário

Em um ***ciclo de potência a vapor binário*** são utilizados dois fluidos de trabalho, um com boas características a altas temperaturas e outro com boas características na região de temperaturas mais baixas, no final da faixa de operação. ➥ **POR EXEMPLO...** A Fig. 8.13 mostra o diagrama esquemático e o correspondente diagrama *T–s* de um ciclo a vapor binário utilizando água e um metal líquido disponível, com ambas as substâncias nas fases líquida e vapor. Nesse arranjo, dois ciclos ideais de Rankine são combinados, sendo o calor rejeitado do ciclo de alta temperatura (o ciclo superior) utilizado como energia de entrada para o ciclo de baixa temperatura. Essa transferência de energia é realizada em um trocador de calor interconectado, que serve de condensador para o ciclo do metal e de caldeira para o ciclo de água. Uma vez que o aumento da entalpia específica da água ao passar pelo trocador de calor é significativamente superior ao decréscimo da entalpia específica do metal, várias unidades de massa do metal devem circular no ciclo superior para cada unidade de massa no outro ciclo. ⬅

Os ciclos de potência a vapor binários podem operar a temperaturas médias de acréscimo de calor mais altas do que os ciclos convencionais que usam somente água e, assim, atingir eficiências térmicas maiores. Todavia, as eficiências maiores conseguidas dessa maneira devem justificar o aumento no custo relacionado à construção e operação do arranjo de ciclo mais complexo.

Co-geração

co-geração

O ciclo binário considerado anteriormente é apenas um exemplo de como os sistemas podem ser combinados para a obtenção de sistemas globais que utilizem combustível de maneira mais eficiente. Outros exemplos são discutidos nas Seções 7.6 e 7.7, incluindo a estratégia de múltiplo uso conhecida como *co-geração*. Nos próximos dois parágrafos são consideradas aplicações da co-geração.

Tanto o aquecimento a combustão direta como a geração de vapor de processo são responsáveis por uma parcela significativa do uso de recursos energéticos na indústria. Porém, uma vez que geralmente se necessita do calor e do vapor a temperaturas relativamente baixas, os produtos da com-

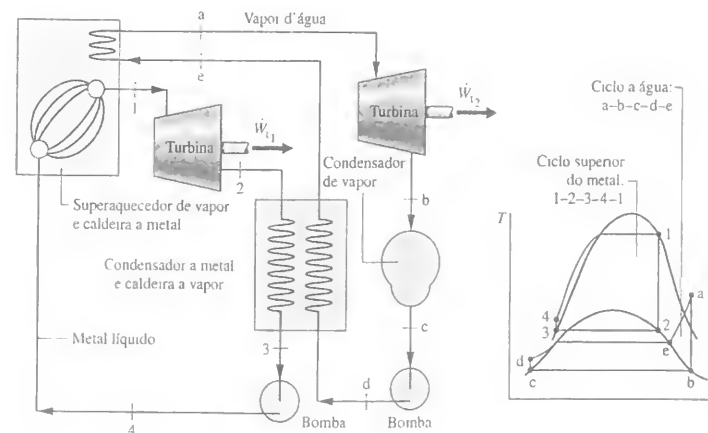



Fig. 8.13 Ciclo de vapor binário água-metal.

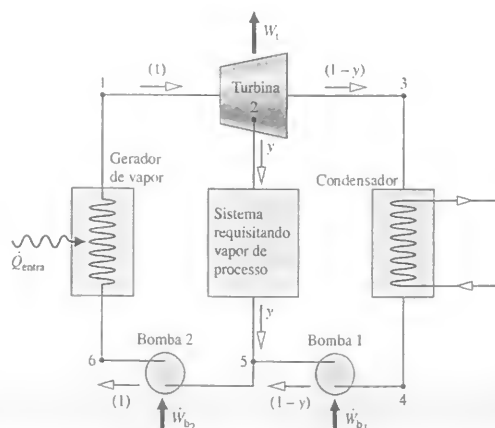



Fig. 8.14 Diagrama esquemático de um sistema de co-geração no qual o vapor de processo é sangrado da turbina.

bustão a temperaturas relativamente altas, obtidas pela queima de combustível, não são adequadamente utilizados. Essa fonte de ineficiência pode ser reduzida com um arranjo de co-geração no qual o combustível é consumido para produzir tanto eletricidade quanto vapor (ou calor), porém a um custo total menor do que o necessário para produzi-los individualmente. Um diagrama esquemático de um sistema de co-geração como esse é mostrado na Fig. 8.14. A figura indica as frações do escoamento total entrando na turbina a vapor que permanecem nas diversas posições do ciclo. Relativamente a uma unidade de massa que entra na turbina no estado 1, uma fração y é extraída em um ponto intermediário 2 e desviada para algum processo que requer vapor nessa condição. A fração restante, $1 - y$, se expande até a saída da turbina no estado 3, produzindo potência além daquela produzida pelo primeiro estágio da turbina. Eventualmente, essa fração junta-se novamente à quantidade extraída e a corrente combinada retorna ao gerador de vapor. Quando não houver qualquer demanda por vapor de processo, todo o vapor gerado no gerador de vapor se expande na turbina.

Indústrias como a de produção de polpa e papel, e de processamento de alimentos, que precisam de vapor em diversas etapas do processo, além de eletricidade para operar máquinas, iluminação, etc., são especialmente bem indicadas para o uso de co-geração.

aquecimento por zonas

Outro arranjo de co-geração que vem sendo cada vez mais utilizado envolve o ***aquecimento por zonas***. Nesta aplicação, uma planta de potência é integrada a uma comunidade de modo a fornecer eletricidade para uso industrial, comercial e doméstico juntamente com vapor para necessidades de processo, aquecimento ambiental e aquecimento de água de uso doméstico. O aquecimento por zonas é comumente utilizado no norte da Europa e vem sendo empregado de forma crescente nos Estados Unidos.

Novos horizontes

Novos Materiais Re[illegible] como Supe[illegible]

A distribuição de energia elétrica pelas usinas de potência para os consumidores situados a grandes distâncias requer linhas de transmissão de alta tensão para minimizar as perdas associadas à resistência elétrica.

Os *supercondutores*, descobertos no início do século XX, podem conduzir eletricidade com pequena resistência, mas têm se tornado pouco práticos para uso na transmissão de potência porque as propriedades supercondutoras só ficam evidentes quando eles são resfriados a temperaturas *criogênicas* próximas de 0 K, o que é muito dispendioso.

Novos revestimentos à base de cerâmicas depositados sobre substratos metálicos que atuam como supercondutores na faixa de 50 a 100 K apresentam-se como grandes promissores para a transmissão de eletricidade praticamente sem perdas. As temperaturas requeridas podem ser alcançadas pela utilização de nitrogênio líquido, o qual pode ser produzido com eficácia econômica. Pesquisadores de empresas prestadoras de serviços e órgãos governamentais estão desenvolvendo protótipos de supercondutores que, um dia, podem aumentar a eficiência e a confiabilidade dos sistemas de potência no Brasil e no mundo.

8.6 Estudo de Caso: Considerações sobre a Exergia de uma Planta de Potência a Vapor[1]

As discussões até aqui apresentadas mostram que os princípios da conservação de massa e da conservação de energia podem fornecer um cenário representativo do desempenho das plantas de potência. Entretanto, esses princípios fornecem apenas as *quantidades* de energia transferidas para ou da planta e não consideram a *utilidade* dos diferentes tipos de transferência de energia. Por exemplo, somente com esses princípios de conservação, uma unidade de energia que sai como eletricidade gerada é considerada equivalente a uma unidade de energia que sai como água de resfriamento a uma temperatura relativamente baixa, embora se saiba que a energia elétrica tem uma utilidade e um valor econômico muito maiores. Além disso, apenas com os princípios de conservação nada se pode concluir a respeito da importância relativa das irreversibilidades presentes nos diversos componentes

[1] O Cap. 7 é pré-requisito para o estudo desta seção.

da planta e as perdas associadas a esses componentes. O método de análise da exergia apresentado no Cap. 7 possibilita que se lide quantitativamente com questões como estas.

Balanço de Exergia

Nesta seção considera-se a exergia que entra em uma planta de potência junto com o combustível. (Os meios para se avaliar a exergia do combustível são apresentados na Seção 13.6.) Uma parcela da exergia do combustível ao final retorna às vizinhanças da planta em forma de trabalho líquido produzido. Entretanto, a maior parte é destruída pelas irreversibilidades nos diversos componentes da planta ou levada pela água de resfriamento, pelos gases da chaminé, ou através das inevitáveis trocas de calor com as vizinhanças. Estas considerações são ilustradas na presente seção através de três exemplos resolvidos, que abordam, respectivamente, a caldeira, a turbina e a bomba, e o condensador de uma planta de potência a vapor simples.

As irreversibilidades presentes em cada componente da planta de potência cobram um preço da exergia fornecida à planta, conforme se pode inferir pela exergia destruída naquele componente. O componente que cobra o maior preço é a caldeira, uma vez que uma parcela significativa da exergia que entra na planta com o combustível é destruída pelas irreversibilidades ali presentes. Existem duas fontes principais de irreversibilidades na caldeira: (1) a transferência de calor irreversível que ocorre entre os gases quentes da combustão e o fluido de trabalho do ciclo de potência a vapor que escoa pelos tubos da caldeira, e (2) o processo de combustão por si só. Para simplificar a presente discussão, considera-se que a caldeira consiste em uma unidade combustora na qual a mistura de combustível e ar é queimada para produzir gases quentes de combustão, seguida de uma unidade trocadora de calor na qual o fluido de trabalho do ciclo é vaporizado à medida que os gases quentes se resfriam. Esta idealização é ilustrada na Fig. 8.15.

Fig. 8.15 Diagrama esquemático de uma planta de potência para um estudo de caso de análise de exergia.

Para efeito de ilustração, admita que 30% da exergia que entra na unidade de combustão com o combustível sejam destruídos pela irreversibilidade da combustão e que 1% da exergia do combustível deixe a unidade trocadora de calor com os gases da chaminé. Os valores correspondentes para uma planta de potência real podem diferir desses valores nominais. Porém, fornecem valores característicos para discussão. (Os meios para se avaliarem a destruição de exergia por combustão e a exergia associada aos gases na saída da chaminé são apresentados no Cap. 13.) Utilizando-se os valores anteriores para destruição de exergia por combustão e perda pelos gases da chaminé, segue-se que sobra um *máximo* de 69% da exergia do combustível para transferência dos gases quentes da combustão para o fluido de trabalho do ciclo. É dessa parcela da exergia do combustível que o trabalho líquido produzido pela planta é obtido. Nos Exemplos 8.7 a 8.9, contabiliza-se a exergia fornecida pelos gases quentes da combustão que passam através da unidade trocadora de calor. Os resultados principais desta série de exemplos estão apresentados na Tabela 8.1. Observe cuidadosamente que os valores da Tabela 8.1 são específicos da planta de potência a vapor do Exemplo 8.2 e, assim, têm um significado apenas qualitativo para plantas de potência a vapor em geral.

Conclusões do Estudo de Caso

As entradas na Tabela 8.1 sugerem algumas observações gerais sobre o desempenho das plantas de potência a vapor. Inicialmente, a tabela mostra que as destruições de exergia são mais importantes do que as perdas na planta. A maior parte da exergia que entra na planta com o combustível é destruída, e a destruição de exergia na caldeira supera todas as demais. Ao contrário, a perda associada à transferência de calor para a água de resfriamento é relativamente insignificante. A eficiência térmica do ciclo (calculada na solução do Exemplo 8.2) é de 31,4%, portanto, mais de dois terços (68,6%) da *energia* fornecida ao fluido de trabalho do ciclo são posteriormente carregados para fora pela água de resfriamento do condensador. Por comparação, a quantidade de *exergia* carregada para fora é praticamente desprezível, uma vez que a temperatura da água de resfriamento é elevada apenas alguns graus acima daquela das vizinhanças e, em consequência, tem uma utilidade limitada. A perda chega a apenas 1% da exergia que entra na planta com o combustível. Analogamente, as perdas associadas à transferência de calor inevitável para as vizinhanças e os gases de saída da

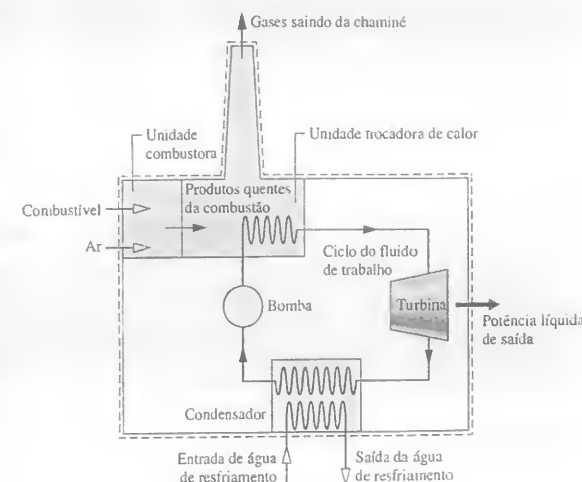



Tabela 8.1

Cômputo da Exergia em uma Planta de Potência a Vapor[a]

Saídas	
Potência líquida de saída[b]	30%
Perdas	
Água de resfriamento no condensador[c]	1%
Gases na chaminé (estimativa)	1%
Destruição de exergia	
Caldeira	
Unidade combustora (estimativa)	30%
Unidade trocadora de calor[d]	30%
Turbina[e]	5%
Bomba[f]	—
Condensador[g]	3%
Total	100%

[a]Todos os valores são expressos como um percentual da exergia carregada com o combustível para dentro da planta. Os valores são arredondados para o número inteiro mais próximo. As perdas de exergia associadas à transferência de calor rejeitado dos componentes da planta são desprezadas.
[b]Exemplo 8.8
[c]Exemplo 8.9
[d]Exemplo 8.7
[e]Exemplo 8.8
[f]Exemplo 8.8
[g]Exemplo 8.9

chaminé geralmente chegam apenas a um pequeno percentual da exergia que entra na planta com o combustível e em geral são exageradas quando consideradas da perspectiva isolada da conservação de energia.

Uma análise de exergia permite a identificação dos pontos em que ocorrem destruições ou perdas de modo a se poder ordená-los segundo a sua importância. Essa informação é importante para se direcionar a atenção para aspectos do desempenho da planta que ofereçam as maiores oportunidades de melhoras pela aplicação de medidas práticas de engenharia. Todavia, a decisão de se adotar qualquer modificação específica é norteada por considerações econômicas que levam em conta tanto a economia no uso de combustível quanto os custos correspondentes para se obter essa economia.

Os cálculos apresentados nos exemplos a seguir ilustram a aplicação dos princípios da exergia através da análise de uma planta de potência a vapor simples. Entretanto, não existe qualquer dificuldade em aplicar a metodologia a plantas de potência reais, incluindo considerações sobre o processo de combustão. Os mesmos procedimentos também podem ser utilizados para contabilizar a exergia das plantas de potência com turbina a gás, consideradas no Cap 9, e de outros tipos de sistemas térmicos.

O exemplo a seguir ilustra a análise de exergia da unidade trocadora de calor da caldeira do estudo de caso da planta de potência a vapor.

Exemplo 8.7 ANÁLISE DA EXERGIA EM UM CICLO — UNIDADE TROCADORA DE CALOR

A unidade trocadora de calor da caldeira do Exemplo 8.2 tem uma corrente de água entrando como líquido a 8,0 MPa e saindo como vapor saturado a 8,0 MPa. Em uma corrente separada, os produtos gasosos da combustão resfriam-se a uma pressão constante de 1 atm de 1107 a 547°C. A corrente gasosa pode ser modelada como ar na condição de gás ideal. Seja T_0 = 22°C e p_0 = 1 atm. Determine **(a)** a taxa líquida pela qual a exergia é conduzida para dentro da unidade trocadora de calor pela corrente de gás, em MW, **(b)** a taxa líquida pela qual a exergia é conduzida do trocador de calor pela corrente de água, em MW, **(c)** a taxa de destruição de exergia, em MW, **(d)** a eficiência exergética fornecida pela Eq. 7.27.

Solução

Dado: Um trocador de calor em regime estacionário tem uma corrente de água entrando e saindo em estados conhecidos e uma corrente de gás separada entrando e saindo em estados conhecidos.

Pede-se: Determine a taxa líquida pela qual a exergia é conduzida para dentro do trocador de calor pela corrente de gás, em MW, a taxa líquida pela qual a exergia é conduzida do trocador de calor pela corrente de água, em MW, a taxa de destruição de exergia, em MW, e a eficiência exergética.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

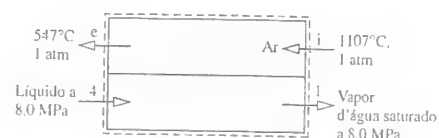



Fig. E8.7

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na Fig. E8.7 opera em regime estacionário com $\dot{Q}_{vc} = \dot{W}_{vc} = 0$.
2. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.
3. Os produtos gasosos da combustão são modelados como ar na condição de gás ideal.
4. Tanto o ar quanto a água passam pelo gerador de vapor a pressão constante.
5. Apenas 69% da exergia que entra na planta com o combustível permanecem após o cômputo das perdas pela chaminé e a destruição de exergia na combustão.
6. T_0 = 22°C, p_0 = 1 atm.

Análise: A análise se inicia pelo cálculo da vazão mássica de ar em função da vazão mássica de água. O ar e a água passam através da caldeira em correntes separadas. Assim, no regime estacionário, o princípio da conservação de massa estabelece que

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad \text{(ar)}$$
$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 \quad \text{(agua)}$$

Utilizando-se essas relações, o balanço de energia para o volume de controle global em regime estacionário se reduz a

$$0 = \cancelto{0}{\dot{Q}_{vc}} - \cancelto{0}{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}_a(h_e - h_s) + \dot{m}(h_4 - h_1)$$

na qual $\dot{Q}_{vc} = \dot{W}_{vc} = 0$ pela hipótese 1, e os termos de energia cinética e potencial são desprezíveis pela hipótese 2. Nesta equação, $\dot{m}_a$ e $\dot{m}$ indicam, respectivamente, as vazões mássicas do ar e da água. Manipulando-se esta expressão, tem-se

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}} = \frac{h_1 - h_4}{h_e - h_s}$$

A solução do Exemplo 8.2 fornece h_1 = 2758 kJ/kg e h_4 = 183,36 kJ/kg. Pela Tabela A-22, h_e = 1491,44 kJ/kg e h_s = 843,98 kJ/kg. Assim,

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}} = \frac{2758 - 183{,}36}{1491{,}44 - 843{,}98} = 3{,}977 \frac{\text{kg (ar)}}{\text{kg (vapor)}}$$

Pelo Exemplo 8.2, $\dot{m} = 4{,}449 \times 10^5$ kg/h. Logo, $\dot{m}_a = 17{,}694 \times 10^5$ kg/h.

(a) A taxa líquida pela qual a exergia é conduzida para dentro da unidade trocadora de calor pela corrente gasosa pode ser calculada a partir da Eq 7.18:

$$\begin{bmatrix}\text{taxa líquida pela qual a} \\ \text{exergia é carregada para} \\ \text{dentro pela corrente gasosa}\end{bmatrix} = \dot{m}_a(e_{fe} - e_{fs})$$
$$= \dot{m}_a[h_e - h_s - T_0(s_e - s_s)]$$

Como a pressão do gás permanece constante, a Eq. 6.20a, que fornece a variação de entropia específica de um gás ideal, reduz-se a $s_e - s_s = s_e^\circ - s_s^\circ$. Assim, com os valores para h e s° da Tabela A-22, tem-se

$$\dot{m}_a(e_{fe} - e_{fs}) = (17{,}694 \times 10^5\ \text{kg/h})[(1491{,}44 - 843{,}98)\ \text{kJ/kg} - (295\ \text{K})(3{,}34474 - 2{,}74504)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}]$$
$$= \frac{8{,}326 \times 10^8\ \text{kJ/h}}{|3600\ \text{s/h}|}\left|\frac{1\ \text{MW}}{10^3\ \text{kJ/s}}\right| = 231{,}28\ \text{MW}$$

(b) Analogamente, é determinada a taxa líquida pela qual a exergia é conduzida para fora da caldeira pela corrente de água, ou seja,

$$\begin{bmatrix}\text{taxa líquida pela qual} \\ \text{a exergia é carregada para} \\ \text{fora pela corrente de água}\end{bmatrix} = \dot{m}(e_{f1} - e_{f4})$$
$$= \dot{m}[h_1 - h_4 - T_0(s_1 - s_4)]$$

Pela Tabela A-3, s_1 = 5,7432 kJ/kg · K Uma interpolação dupla na Tabela A-5 a 8,0 MPa e h_4 = 183,36 kJ/kg fornece s_4 = 0,5957 kJ/kg · K. Substituindo-se os valores conheeidos, obtém-se

$$\dot{m}(e_{f1} - e_{f4}) = (4{,}449 \times 10^5)[(2758 - 183{,}36) - 295(5{,}7432 - 0{,}5957)]$$

❶
$$= \frac{4{,}699 \times 10^8\ \text{kJ/h}}{|3600\ \text{s/h}|}\left|\frac{1\ \text{MW}}{10^3\ \text{kJ/s}}\right| = 130{,}53\ \text{MW}$$

(c) A taxa de destruição da exergia pode ser calculada pela redução do balanço da taxa de exergia para se obter

$$\dot{E}_d = \dot{m}_a(e_{fe} - e_{fs}) + \dot{m}(e_{f4} - e_{f1})$$

❷ Com os resultados dos itens (a) e (b), tem-se

❸
$$\dot{E}_d = 231{,}28\ \text{MW} - 130{,}53\ \text{MW} = 100{,}75\ \text{MW}$$

(d) A eficiência exergética dada pela Eq. 7.27 vale

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}(e_{f1} - e_{f4})}{\dot{m}_a(e_{fe} - e_{fs})} = \frac{130{,}53\ \text{MW}}{231{,}28\ \text{MW}} = 0{,}564\ (56{,}4\%)$$

Este cálculo indica que 43,6% da exergia fornecida para a unidade trocadora de calor pelo resfriamento dos produtos da combustão são destruídos. Entretanto, como foi admitido que apenas 69% da exergia que entra na planta com o combustível permanecem após serem computadas as perdas pela chaminé e a destruição de exergia na combustão (hipótese 5), conclui-se que 0,69 × 43,6% = 30% da exergia que entra na planta com o combustível são destruídos dentro do trocador de calor. Este é o valor que consta dos percentuais definidos na Tabela 8.1.

❶ Uma vez que a energia se conserva, a taxa pela qual a exergia é transferida para a água quando esta escoa através do trocador de calor *iguala-se* à taxa pela qual a energia é transferida do gás de resfriamento que passa através do trocador de calor. Em contrapartida, a diminuição na exergia do gás ao passar pelo trocador de calor *supera* o aumento da exergia da água em uma quantidade igual à exergia destruída.

❷ A taxa de destruição de exergia pode ser determinada, de modo alternativo, através do cálculo da taxa de produção de entropia, σ_{vc}, a partir de um balanço da taxa de entropia e multiplicando-se por T_0 para se obter $\dot{E}_d = T_0\sigma_{vc}$.

❸ Pela hipótese de que cada corrente passa pelo trocador de calor a pressão constante, pode-se inferir que o atrito não causa irreversibilidades. Assim, o único fator que contribui para a destruição de exergia neste caso é a transferência de calor dos produtos de combustão a alta temperatura para a água que se vaporiza.

Teste-Relâmpago

Se os produtos gasosos resultantes da combustão forem resfriados a 517°C (h_s = 810,99 kJ/kg), qual será a vazão mássica desses produtos gasosos, em kg/h?

Resposta 16,83 × 10⁵ kg/h.

No próximo exemplo, são determinadas as taxas de destruição de exergia na turbina e na bomba do estudo de caso da usina de potência a vapor.

Exemplo 8.8 ANÁLISE DA EXERGIA EM UM CICLO — TURBINA E BOMBA

Reconsidere a turbina e a bomba do Exemplo 8.2. Determine para cada um desses componentes a taxa pela qual a exergia é destruída, em MW. Expresse cada resultado como um percentual da exergia que entra na usina com o combustível. Considere T_0 = 22°C e p_0 = 1 atm.

Solução

Dado: Um ciclo de potência a vapor opera com vapor d'água como fluido de trabalho. Tanto a turbina quanto a bomba têm uma eficiência isentrópica de 85%.

Pede-se: Determine a taxa pela qual a exergia é destruída na turbina e na bomba separadamente, em MW. Expresse os resultados como um percentual da exergia que entra na planta com o combustível.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

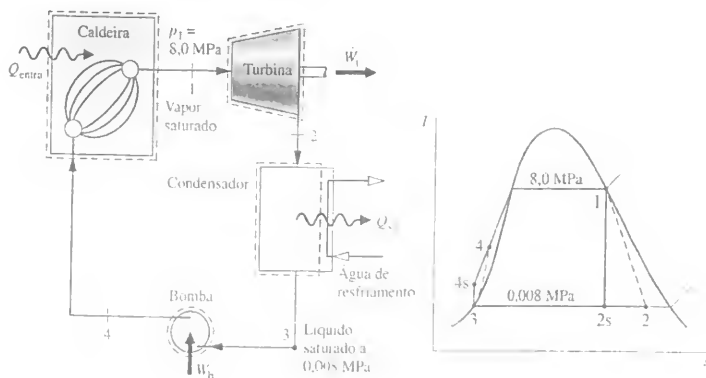



Fig. E8.8

Modelo de Engenharia:

1. Tanto a turbina quanto a bomba podem ser analisadas como um volume de controle em regime estacionário.
2. A turbina e a bomba operam adiabaticamente e cada qual tem uma eficiência de 85%.
3. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.
4. Apenas 69% da exergia que entra na planta com o combustível permanecem após se considerarem as perdas pela chaminé e a destruição de exergia na combustão.
5. T_0 = 22°C, p_0 = 1 atm

Análise: A taxa de destruição de exergia pode ser obtida pela redução do balanço da taxa de exergia ou através da relação $\dot{E}_d = T_0\dot{\sigma}_{cv}$, onde $\dot{\sigma}_{vc}$ é a taxa de produção de entropia obtida a partir de um balanço de entropia. Utilizando-se qualquer procedimento, a taxa de destruição de exergia para a turbina pode ser expressa como

$$\dot{E}_d = \dot{m}T_0(s_2 - s_1)$$

Pela Tabela A-3, s_1 = 5,7432 kJ/kg · K. Utilizando h_2 = 1939,3 kJ/kg da solução do Exemplo 8.2, pode-se determinar o valor de s_2 pela Tabela A-3 como sendo s_2 = 6,2021 kJ/kg · K. Substituindo-se os valores, tem-se

$$\dot{E}_d = (4{,}449 \times 10^5\ \text{kg/h})(295\ \text{K})(6{,}2021 - 5{,}7432)(\text{kJ/kg}\cdot\text{K})$$
$$= \left(0{,}602 \times 10^8\ \frac{\text{kJ}}{\text{h}}\right)\left|\frac{1\ \text{h}}{3600\ \text{s}}\right|\left|\frac{1\ \text{MW}}{10^3\ \text{kJ/s}}\right| = 16{,}72\ \text{MW}$$

Com a solução do Exemplo 8.7, a taxa líquida pela qual a exergia é fornecida por meio do resfriamento dos gases de combustão é 231,28 MW. A taxa de destruição de exergia na turbina expressa como percentual deste valor é (16,72/231,28) (100%) = 7,23%. Porém, como apenas 69% da exergia do combustível que entra permanece após se descontar as perdas pela chaminé e a destruição de exergia na combustão, pode-se concluir que 0,69 × 7,23% = 5% da energia que entra na usina com o combustível são destruídos dentro da turbina. Esse é o valor mencionado na Tabela 8.1.

Analogamente, a taxa de destruição de exergia para a bomba vale

$$\dot{E}_d = \dot{m}T_0(s_4 - s_3)$$

Com o valor de s_3 definido na Tabela A-3 e s_4 obtido na solução do Exemplo 8.7, tem-se

$$\dot{E}_d = (4{,}449 \times 10^5\ \text{kg/h})(295\ \text{K})(0{,}5957 - 0{,}5926)(\text{kJ/kg}\cdot\text{K})$$
$$= \left(4{,}07 \times 10^5\ \frac{\text{kJ}}{\text{h}}\right)\left|\frac{1\ \text{h}}{3600\ \text{s}}\right|\left|\frac{1\ \text{MW}}{10^3\ \text{kJ/s}}\right| = 0{,}11\ \text{MW}$$

Expressando-se este valor como percentual da exergia que entra na planta, conforme se calculou anteriormente, tem-se (0,11/231,28) (69%) = 0,03%. Este valor é arredondado para zero na Tabela 8.1.

A potência líquida de saída da planta de potência a vapor do Exemplo 8.2 é 100 MW. Expressando esse valor como percentual da taxa pela qual a exergia é carregada para dentro da planta com o combustível, (100/231,28) (69%) = 30%, conforme mostra a Tabela 8.1.

Teste-Relâmpago

Qual é a eficiência exergética da planta de potência?

Resposta 30%.

O exemplo a seguir ilustra a análise de exergia do condensador do estudo de caso da planta de potência a vapor.

Exemplo 8.9 ANÁLISE DA EXERGIA EM UM CICLO — CONDENSADOR

O condensador do Exemplo 8.2 envolve duas correntes de água separadas. Em uma das correntes uma mistura de duas fases, líquido–vapor, entra a 0,008 MPa e sai como líquido saturado a 0,008 MPa. Na outra, a água de resfriamento entra a 15°C e sai a 35°C. **(a)** Determine a taxa líquida pela qual a exergia é carregada do condensador pela água de resfriamento, em MW. Expresse esse resultado como um percentual da exergia que entra na planta com o combustível. **(b)** Determine a taxa de destruição de exergia para o condensador, em MW. Expresse esse resultado como percentual da exergia que entra na planta com o combustível. Considere T_0 = 22°C e p_0 = 1 atm.

Solução

Dado: Um condensador em regime estacionário tem duas correntes: (1) uma mistura de duas fases líquido–vapor entrando e saindo condensada em estados conhecidos e (2) uma corrente separada de água de resfriamento entrando e saindo a temperaturas conhecidas.

Pede-se: Determine a taxa líquida pela qual a exergia é carregada do condensador pela corrente de água de resfriamento e a taxa de destruição de exergia para o condensador. Expresse ambas as quantidades em MW e como percentuais da exergia que entra na planta com o combustível.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E8.9

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura opera em regime estacionário com $\dot{Q}_{vc} = \dot{W}_{vc} = 0$.
2. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.
3. Apenas 69% da exergia do combustível permanecem após consideradas as perdas pela chaminé e a destruição de exergia na combustão.
4. $T_0 = 22°C$ e $p_0 = 1$ atm.

Análise:

(a) A taxa líquida pela qual a exergia é carregada para fora do condensador pode ser calculada a partir da Eq. 7.18:

$$\begin{bmatrix}\text{taxa líquida pela qual a exergia} \\ \text{é carregada para fora pela} \\ \text{água de resfriamento}\end{bmatrix} = \dot{m}_{ar}(e_{fs} - e_{fe})$$

$$= \dot{m}_{ar}[h_s - h_e - T_0(s_s - s_e)]$$

onde $\dot{m}_{ar}$ é a vazão mássica da água de resfriamento da solução do Exemplo 8.2. Com os valores de líquido saturado para entalpia e entropia específicas da Tabela A-2 nas temperaturas de entrada e saída especificadas para a água de resfriamento, tem-se

$$\dot{m}_{ar}(e_{fs} - e_{fe}) = (9{,}39 \times 10^6 \text{ kg/h})[(146{,}68 - 62{,}99) \text{ kJ/kg} - (295 \text{ K})(0{,}5053 - 0{,}2245) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}]$$

$$= \frac{8{,}019 \times 10^6 \text{ kJ/h}}{|3600 \text{ s/h}|}\left|\frac{1 \text{ MW}}{10^3 \text{ kJ/s}}\right| = 2{,}23 \text{ MW}$$

Expressando esse valor como um percentual da exergia que entra na planta com o combustível, obtemos (2,23/231,28)(69%) = 1%. Este é o valor indicado na Tabela 8.1.

(b) A taxa de destruição de exergia para o condensador pode ser calculada pela redução do balanço de exergia. De modo alternativo, pode-se empregar, a relação $\dot{E}_d = T_0\dot{\sigma}_{cv}$, onde $\dot{\sigma}_{vc}$ é a taxa de produção de entropia para o condensador determinada a partir de um balanço de taxa de entropia. Com outro procedimento qualquer, a taxa de destruição de exergia para a turbina pode ser expressa como

$$\dot{E}_d = T_0[\dot{m}(s_3 - s_2) + \dot{m}_{ar}(s_s - s_e)]$$

Substituindo valores, temos

$$\dot{E}_d = 295[(4{,}449 \times 10^5)(0{,}5926 - 6{,}2021) + (9{,}39 \times 10^6)(0{,}5053 - 0{,}2245)]$$

$$= \frac{416{,}1 \times 10^5 \text{ kJ/h}}{|3600 \text{ s/h}|}\left|\frac{1 \text{ MW}}{10^3 \text{ kJ/s}}\right| = 11{,}56 \text{ MW}$$

Expressando-se esse valor como um percentual da exergia que entra na planta com o combustível, obtém-se (11,56/231,28)(69%) = 3%. Esse é o valor indicado na Tabela 8.1

Habilidades Desenvolvidas

Considerando os valores obtidos no Exemplo 8.2, qual é o percentual de *energia* fornecido ao vapor que passa pelo gerador de vapor e é retirado pela água de resfriamento?

Resposta 68,6%.

Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo foram considerados arranjos práticos para plantas de potência a vapor que produzem uma potência líquida na saída a partir de uma entrada em forma de combustível fóssil, nuclear ou solar. Foi mostrado como as plantas de potência a vapor são modeladas termodinamicamente, e consideradas as principais irreversibilidades e perdas associadas a tais plantas. Os principais componentes das plantas de potência a vapor *simples* são modelados por um ciclo de Rankine. Neste capítulo, apresentaram-se também modificações no ciclo de potência a vapor simples, objetivando-se a melhora do desempenho geral. Estas incluem superaquecimento, reaquecimento, regeneração, operação supercrítica, co-geração e ciclos binarios. Incluiu-se também um estudo de caso para ilustrar a aplicação da análise de exergia em plantas de potência a vapor

Os itens a seguir fornecem um guia de estudo para este capítulo Ao término do estudo do texto e dos exercícios ao final deste capítulo, você deverá estar apto a.

- ✓ dissertar sobre o significado dos termos listados nas margens ao longo de todo o capítulo e compreender cada um dos conceitos a eles relacionados. O subconjunto de conceitos fundamentais de engenharia relacionados a seguir é particularmente importante
- ✓ esboçar os diagramas esquemáticos e os diagramas *T–s* associados aos ciclos de potência a vapor de Rankine, com reaquecimento e regenerativo.
- ✓ aplicar os princípios de conservação de massa e de energia, a segunda lei e as propriedades termodinâmicas para determinar o desempenho de um ciclo de potência, incluindo a eficiência térmica, a potência líquida de saída e as vazões mássicas
- ✓ discutir os efeitos causados pelas variações de pressão no gerador de vapor, pressão no condensador e temperatura na entrada da turbina, no desempenho do ciclo de Rankine
- ✓ discutir as principais fontes de destruição de exergia e perdas em plantas de potência a vapor.

Conceitos Fundamentais na Engenharia

ciclo de Rankine, *eficiência térmica*, *relação bwr*, *superaquecimento*, *reaquecimento*, *regeneração*, *co-geração*

Equações Principais

$\eta = \dfrac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_b/\dot{m}}{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}} = \dfrac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$	(8.5a)	Eficiência térmica para o ciclo de Rankine da Fig. 8.2
$\text{bwr} = \dfrac{\dot{W}_b/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \dfrac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)}$	(8.6)	Relação entre o trabalho de entrada na bomba e o trabalho desenvolvido pela turbina (bwr) para o ciclo de Rankine da Fig. 8.2
$\left(\dfrac{\dot{W}_b}{\dot{m}}\right)_{\substack{rev \\ int}} \approx v_3(p_4 - p_3)$	(8.7b)	Aproximação para o trabalho reversível interno da bomba para o ciclo de Rankine da Fig. 8.2

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Muitas concessionárias de prestação de serviços oferecem tarifas especiais para o uso de "energia limpa". O que significa esta expressão?
2. Considerando as suas contas mensais de consumo de energia elétrica, construa um gráfico com seu consumo em kW · h referente ao último ano. Comente o gráfico obtido.
3. De quanto varia a temperatura da água de resfriamento do condensador em sua área ao longo de um ano? Como essa variação afeta a eficiência térmica da planta de potência local?
4. As plantas de potência localizadas em regiões áridas podem realizar a condensação através do resfriamento a ar, em vez do resfriamento com água escoando através do condensador Como o resfriamento a ar pode afetar a eficiência térmica?
5. Qual é a diferença entre o ciclo de Rankine e o ciclo de Carnot da Figura 5.15?
6. Mantendo-se os estados 1 e 2 fixos, como seria modificada a Fig. 8.6 se fossem consideradas as quedas de pressão por atrito através da caldeira e do condensador? Como a queda de pressão afetaria a potência líquida do ciclo?
7. Idealize algumas formas de utilizar a água de resfriamento que sai do condensador de uma grande planta de potência.
8. Que efeitos ecológicos sobre um rio pudem resultar do uso de sua água para resfriamento do condensador de uma planta de potência?
9. Em relação à Fig. 8.1, quais impactos ambientais que podem resultar das duas nuvens mostradas na figura?
10. Em relação ao Exemplo 8.5, quais são as principais fontes de irreversibilidades *internas*?
11. Alguns protótipos de plantas de potência com ciclo binário foram construídos nos últimos 50 anos, porém até agora essas instalações não conseguiram aplicações industriais. Por quê?
12. Existem muitos locais em que a energia solar é abundante, mas ainda hoje o uso da energia solar para geração de energia elétrica não ocorre em larga escala. Quais são as características que impedem o uso em larga escala da energia solar?

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Análise dos Ciclos de Rankine

8.1 A água é o fluido de trabalho em um ciclo ideal de Rankine. A pressão no condensador é de 6 kPa e o vapor saturado entra na turbina a 10 MPa. Determine a taxa de transferência de calor, em kJ por kg de vapor que flui, para o fluido de trabalho que passa pela caldeira e pelo condensador, e calcule a eficiência térmica.

8.2 A água é o fluido de trabalho em um ciclo ideal de Rankine. O vapor superaquecido entra na turbina a 10 MPa e 480°C, e a pressão no condensador é de 6 kPa. Determine para o ciclo:

(a) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor, em kJ por kg de vapor que flui.
(b) a eficiência térmica.
(c) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho que passa pelo condensador para a água de resfriamento, em kJ por kg de vapor que flui.

8.3 A água é o fluido de trabalho em um ciclo de potência a vapor de Carnot. O líquido saturado entra na caldeira a uma pressão de 10 MPa, e o vapor saturado entra na turbina. A pressão no condensador é de 6 kPa. Determine

(a) a eficiência térmica.
(b) a relação entre o trabalho de entrada na bomba e o trabalho desenvolvido pela turbina — bwr
(c) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho por unidade de massa que passa pela caldeira, em kJ/kg.
(d) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho por unidade de massa que passa pelo condensador, em kJ/kg.

8.4 Construa um gráfico de cada uma das quantidades calculadas no Problema 8.2 em função da pressão do condensador na faixa de 6 kPa a 0,1 MPa. Discuta os resultados.

8.5 Construa um gráfico de cada uma das quantidades calculadas no Problema 8.2 em função da pressão do gerador de vapor na faixa de 4 MPa a 20 MPa. Mantenha a temperatura de entrada na turbina a 480°C. Discuta os resultados.

8.6 A agua é o fluido de trabalho em um ciclo ideal de Rankine. O vapor saturado entra na turbina a 16 Mpa e a pressão no condensador é de 8 kPa. A vazão mássica de vapor que entra na turbina é de 120 kg/s. Determine

(a) a potência líquida produzida, em kW.
(b) a taxa de transferência de calor para o vapor d'água que passa pela caldeira, em kW.
(c) a eficiência térmica.
(d) a vazão mássica da água de resfriamento do condensador, em kg/s, se a água de resfriamento fica sujeita a um aumento de temperatura de 18°C com variação de pressão desprezível na passagem pelo condensador.

8.7 A água é o fluido de trabalho em um ciclo de potência a vapor de Carnot. O líquido saturado entra na caldeira a 16 MPa, e vapor saturado entra na turbina. A pressão no condensador é 8 kPa. A vazão mássica de vapor que entra na turbina é de 120 kg/s. Determine

(a) a eficiência térmica.
(b) a relação entre o trabalho de entrada na bomba e o trabalho desenvolvido pela turbina — bwr.
(c) a potência líquida produzida, em kW.
(d) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho que passa pelo condensador, em kW

8.8 Construa um gráfico de cada uma das quantidades calculadas no Problema 8.6 em função da temperatura de entrada na turbina na faixa desde a temperatura de saturação a 16 MPa até 560°C. Discuta os resultados.

8.9 A água é o fluido de trabalho em um ciclo ideal de Rankine. A pressão e a temperatura na entrada da turbina são 1600 lbf/in² e 1100°F respectivamente, e a pressão do condensador é de 1 lbf/in². A vazão mássica do vapor d'agua que entra na turbina é $1{,}4 \times 10^6$ lb/h. A água de resfriamento sofre um acréscimo de temperatura de 60 a 80°F com queda de pressão desprezível, ao passar pelo condensador. Determine para esse ciclo

(a) a potência líquida produzida, em Btu/h
(b) a eficiência térmica.
(c) a vazão mássica da água de resfriamento, em lb/h.

8.10 Construa um gráfico de cada uma das quantidades calculadas no Problema 8.9 em função da pressão no condensador na faixa de 0,4 lbf/in² a 14,7 lbf/in². Mantenha uma vazão mássica de vapor d'água constante. Discuta os resultados.

8.11 Construa um gráfico de cada uma das quantidades calculadas no Problema 8.9 em função da pressão no gerador de vapor na faixa de 250 a 4000 lbf/in². Mantenha a temperatura de entrada da turbina a 1100°F e uma vazão mássica de vapor d'água constante. Discuta os resultados.

8.12 Uma planta de potência baseada no ciclo de Rankine está em desenvolvimento para fornecer uma potência líquida de saída de 10 MW. Serão utilizados coletores solares para gerar vapor de Refrigerante 22 a 1,6 MPa e 50°C, para expansão através da turbina. A água de resfriamento está disponível a 20°C. Especifique o projeto preliminar do ciclo e estime a eficiência térmica e as vazões de refrigerante e de água de resfriamento, em kg/h.

8.13 Refrigerante 134a é o fluido de trabalho em uma planta de potência a energia solar que opera segundo o ciclo de Rankine. O vapor saturado entra na turbina a 60°C e o condensador opera a uma pressão de 6 bar. A taxa de entrada de energia para os coletores proveniente da radiação solar é de 0,4 kW por m² de área de superfície do coletor. Determine a menor área de superfície de coletor solar possível, em m², por kW de potência produzida pela planta.

8.14 Na costa sul da ilha do Havaí, a lava flui continuamente para o oceano. Propõe-se a instalação de uma planta de potência flutuante próxima ao fluxo da lava que utilize amônia como fluido de trabalho. A planta se aproveita da variação da temperatura entre a água quente a 130°F próxima à superfície e a água do mar a 50°F a uma profundidade de 500 ft, para produzir energia. A Fig. P8.14 mostra a configuração da planta e fornece alguns outros dados. Utilizando as propriedades da água pura para a água do mar e modelando a planta de potência como um ciclo de Rankine, determine:

(a) a eficiência térmica.
(b) a vazão mássica da amônia em lb/min para uma potência líquida de saída de 300 hp

8.15 O ciclo do Problema 8.3 é modificado para incluir os efeitos de irreversibilidades nos processos de expansão adiabática e compressão. Considerando inalterados os estados nas entradas da turbina e da bomba, repita os itens (a) a (d) do Problema 8.3 para o ciclo de Carnot modificado com $\eta_t = 0{,}80$ e $\eta_b = 0{,}70$.

8.16 Vapor d'água entra na turbina de uma planta de potência a vapor simples com uma pressão de 10 MPa e uma temperatura T, e se expande adiabaticamente até 6 kPa. A eficiência isentrópica da turbina é de 85%. O líquido saturado sai do condensador a 6 kPa e a eficiência isentrópica da bomba é 82%.

(a) Determine o título na saída da turbina e a eficiência térmica do ciclo, para T = 580°C.
(b) Construa um gráfico das quantidades do item (a) em função de T na faixa de 580 a 700°C.

8.17 A água é o fluido de trabalho em um ciclo de Rankine. O vapor superaquecido entra na turbina a 10 MPa e 480°C, e a pressão no condensador é de 6 kPa. A turbina e a bomba têm eficiências isentrópicas de 80 e 70%, respectivamente. Determine para o ciclo:

(a) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor, em kJ por kg de vapor que flui.
(b) a eficiência térmica
(c) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho que passa pelo condensador para a água de resfriamento, em kJ por kg de vapor que flui

8.18 O vapor d'água entra na turbina de um ciclo de Rankine a 16 MPa e 560°C. A pressão no condensador é de 8 kPa. A eficiência isentrópica, tanto da turbina quanto da bomba, vale 85% e a vazão mássica do vapor que entra na turbina é de 120 kg/s. Determine

(a) a potência líquida produzida, em kW

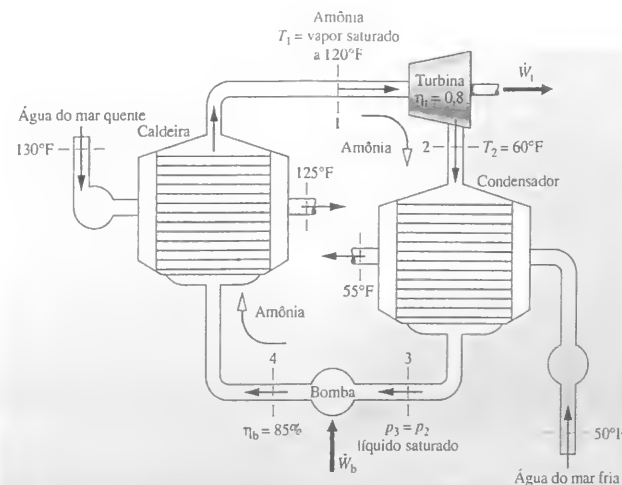



Fig. P8.14

(b) a taxa de transferência de calor do vapor que passa pela caldeira, em kW.
(c) a eficiência térmica.

Represente graficamente cada uma das quantidades dos itens (a) a (c) considerando que as eficiências isentrópicas da turbina e da bomba permaneçam iguais entre si, porém variem de 80 a 100%.

8.19 Reconsidere o ciclo do Problema 8.9, porém inclua na análise o fato de a turbina e a bomba terem eficiências isentrópicas de 88%. A vazão mássica permanece inalterada. Para o ciclo modificado determine:

(a) a potência líquida produzida, em Btu/h.
(b) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor, em Btu/h.
(c) a eficiência térmica.
(d) a vazão volumétrica da água de resfriamento que entra no condensador, em ft³/min.

8.20 A água é o fluido de trabalho em um ciclo de Rankine. O vapor superaquecido entra na turbina a 8 MPa e 560°C com uma vazão mássica de 7,8 kg/s e sai a 8 kPa. O líquido saturado entra na bomba a 8 kPa. A eficiência isentrópica da turbina é de 88% e a eficiência isentrópica da bomba é de 82%. A água de resfriamento entra no condensador a 18°C e sai a 36°C sem alteração significativa da pressão. Determine:

(a) a potência líquida produzida, em kW.
(b) a eficiência térmica.
(c) a vazão mássica da água de resfriamento, em kg/s.

8.21 A Fig. P8.21 apresenta os dados de operação de uma planta de potência a vapor que utiliza água como fluido de trabalho. A vazão mássica da água é de 12 kg/s. A turbina e a bomba operam adiabaticamente, porém sem reversibilidade. Determine:

(a) a eficiência térmica
(h) as taxas de transferência de calor $\dot{Q}_{entra}$ e $\dot{Q}_{sai}$, ambas em kW

8.22 O vapor d'agua superaquecido a 8 MPa e 480°C deixa o gerador de vapor de uma planta de potência a vapor. Os efeitos de atrito e transferência de calor na linha que conecta o gerador de vapor à turbina reduzem a pressão e a temperatura na entrada da turbina para 7,6 MPa e 440°C, respectivamente. A pressão na saída da turbina é de 10 kPa, e a turbina opera adiabaticamente. O líquido deixa o condensador a 8 kPa e 36°C. A pressão aumenta para 8,6 MPa ao passar pela bomba. As eficiências isentrópicas da turbina e da bomba são de 88%. A vazão mássica de vapor d'agua é de 79,53 kg/s. Determine

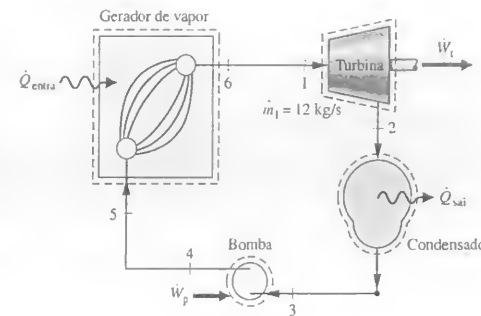
(a) a potência líquida de saída, em kW.
(b) a eficiência térmica

Estado	p	T (°C)	h (kJ/kg)
1	6 MPa	500	3422,2
2	10 kPa	- - -	1633,3
3	10 kPa	Sat.	191,83
4	7,5 MPa	- - -	199,4
5	7 MPa	40	167,57
6	6 MPa	550	3545,3

Fig. P8.21

(c) a taxa de transferência de calor da linha de conexão do gerador de vapor para a turbina, em kW
(d) a vazão mássica da água de resfriamento do condensador em kg/s se essa água entra a 15°C e sai a 35°C com variação de pressão desprezível.

8.23 Modifique o Problema 8.9 como se segue. O vapor d'água deixa o gerador de vapor à pressão de 1600 lbf/in² e 1100°F, porém, devido aos efeitos da transferência de calor e do atrito na linha que conecta o gerador de vapor à turbina, a pressão e a temperatura na entrada da turbina são reduzidas para 1500 lbf/in² e 1000°F, respectivamente. Além disso, o condensado deixa o condensador a 0,8 lbf/in² e 90°F, e é bombeado até 1700 lbf/in² antes de entrar no gerador de vapor. Para esse ciclo determine:

(a) a potência líquida produzida em Btu/h

(b) a eficiência térmica
(c) a taxa de calor, em Btu/h
(d) a vazão mássica da água de resfriamento, em lb/h.

8.24 O vapor d'água entra na turbina de uma planta de potência a vapor a 600 lbf/in² e 1000°F, e sai como uma mistura de duas fases líquido-vapor a uma temperatura T. O condensado sai do condensador a uma temperatura 5°F inferior a T e é bombeado até 600 lbf/in². As eficiências isentrópicas da turbina e da bomba são de 90 e 80%, respectivamente. A potência líquida produzida é de 1 MW.

(a) Para T = 80°F determine o título do vapor na saída da turbina, a vazão mássica do vapor d'água, em lb/h, e a eficiência térmica.
(b) Construa um gráfico das grandezas do item (a) em função de T para um intervalo de 80 a 105°F.

8.25 Vapor superaquecido a 18 MPa e 560°C entra na turbina de uma planta de potência a vapor. A pressão na saída da turbina é de 0,06 bar, e o líquido deixa o condensador a 0,045 bar e 26°C. A pressão aumenta para 18,2 MPa ao passar pela bomba. A turbina e a bomba têm eficiências isentrópicas de 82 e 77%, respectivamente. Para o ciclo, determine

(a) o trabalho líquido por unidade de massa de vapor que flui, em kJ/kg.
(b) a transferência de calor para o vapor d'água que passa pela caldeira em kJ por kg de vapor que flui.
(c) a eficiência térmica.
(d) a transferência de calor para a água de resfriamento que passa pelo condensador, em kJ por kg de vapor condensado.

8.26 No projeto preliminar de uma planta de potência, a água é escolhida como fluido de trabalho e é especificado que a temperatura de entrada na turbina não pode ser superior a 520°C. Com base nas temperaturas esperadas para a água de resfriamento, o condensador deverá operar a uma pressão de 0,06 bar. Determine a pressão requerida pelo gerador de vapor, sabendo que a eficiência isentrópica da turbina é de 80% e o título do vapor d'água na saída da turbina deve ser de pelo menos 90%.

Ciclos de Reaquecimento e Supercríticos

8.27 Vapor a 10 MPa e 600°C entra na turbina de primeiro estágio de um ciclo ideal de Rankine com reaquecimento. O vapor que deixa a seção de reaquecimento do gerador de vapor está a 500°C e a pressão no condensador é de 6 kPa. Se o título na saída da turbina de segundo estágio é de 90%, determine a eficiência térmica do ciclo.

8.28 O ciclo ideal de Rankine do Problema 8.9 é modificado para incluir reaquecimento. No ciclo modificado, o vapor d'água se expande através da turbina de primeiro estágio até o estado de vapor saturado e em seguida é reaquecido até 1000°F. Se a vazão mássica do vapor no ciclo modificado é a mesma do Problema 8.9, determine para esse novo ciclo:

(a) a potência líquida desenvolvida, em Btu/h.
(b) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho no processo de reaquecimento, em Btu/h.
(c) a eficiência térmica.

8.29 A água é o fluido de trabalho em um ciclo ideal de Rankine com reaquecimento. O vapor superaquecido entra na turbina a 10 MPa e 480°C, e a pressão no condensador é de 6 kPa. O vapor se expande pela turbina de primeiro estágio até 0,7 MPa e, em seguida, é reaquecido a 480°C. Determine para o ciclo

(a) a taxa de acréscimo de calor, em kJ por kg de vapor que entra na turbina de primeiro estágio.
(b) a eficiência térmica.
(c) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho que passa pelo condensador para a água de resfriamento, em kJ por kg de vapor que entra na turbina de primeiro estágio.

8.30 Para o ciclo do Problema 8.29, reconsidere a análise admitindo que a bomba e cada estágio de turbina tenham uma eficiência isentrópica de 80%. Responda às mesmas questões do Problema 8.29 para o ciclo modificado.

8.31 Investigue os efeitos no desempenho do ciclo quando a pressão de reaquecimento e a temperatura final de reaquecimento assumem outros valores. Construa gráficos apropriados e discuta os resultados para o ciclo

(a) do Problema 8.29.
(b) do Problema 8.30.

8.32 [illegible] Rankine com reaquecimento utiliza água como fluido de trabalho. As condições na entrada da turbina de primeiro estágio são [illegible] 2500 lbf/in², T = 1000°F. O vapor d'água é reaquecido à pressão constante p entre os estágios de turbina até 1000°F. A pressão no condensador é de 1 lbf/in².

(a) Se p/p_1 = 0,2, determine a eficiência térmica do ciclo e o título do vapor na saída da turbina de segundo estágio.
(b) Construa um gráfico das quantidades do item (a) em função da razão de pressões p/p_1 na faixa de 0,05 a 1,0.

8.33 Vapor d'água a 32 MPa e 520°C entra no primeiro estágio de um ciclo supercrítico com reaquecimento que tem três estágios de turbina. O vapor que sai do primeiro estágio de turbina à pressão p é reaquecido à pressão constante até 440°C, e o vapor que sai do segundo estágio de turbina a 0,5 MPa é reaquecido à pressão constante até 360°C. Cada estágio de turbina e a bomba apresentam uma eficiência isentrópica de 85%. A pressão no condensador é de 8 kPa.

(a) Para p = 4 MPa determine o trabalho líquido por unidade de massa de vapor que flui, em kJ/kg, e a eficiência térmica.
(b) Construa um gráfico das quantidades do item (a) em função de p na faixa de 0,5 a 10 MPa.

8.34 Vapor d'água a 4800 lbf/in² e 1000°F entra no primeiro estágio de um ciclo supercrítico com reaquecimento que tem dois estágios de turbina. O vapor que sai do primeiro estágio de turbina a uma pressão de 600 lbf/in² é reaquecido à pressão constante até 1000°F. Cada estágio de turbina e a bomba apresentam uma eficiência isentrópica de 85%. A pressão no condensador é de 1 lbf/in². Se a potência líquida de saída do ciclo é de 100 MW, determine:

(a) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor, em MW.
(b) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho que passa pelo condensador, em MW.
(c) a eficiência térmica do ciclo.

8.35 Um ciclo ideal de Rankine com reaquecimento utiliza água como fluido de trabalho. As condições na entrada do primeiro estágio de turbina são de 14 MPa e 600°C, e o vapor é reaquecido entre os estágios de turbina a 600°C. Para uma pressão de 6 kPa no condensador, represente graficamente a eficiência térmica do ciclo em função da pressão de reaquecimento para pressões na faixa de 2 a 12 MPa.

8.36 Um ciclo ideal de Rankine com reaquecimento utiliza água como fluido de trabalho. As condições na entrada do primeiro estágio de turbina são de 1600 lbf/in² e 1200°F, e o vapor é reaquecido entre os estágios de turbina a 1200°F. Para uma pressão de 1 lbf/in² no condensador, represente graficamente a eficiência térmica do ciclo em função da pressão de reaquecimento, para pressões na faixa de 60 a 1200 lbf/in².

Ciclos Regenerativos

8.37 A água é utilizada como fluido de trabalho em um ciclo ideal regenerativo de Rankine. O vapor superaquecido entra na turbina a 10 MPa e 480°C, e a pressão no condensador é de 6 kPa. O vapor se expande através do primeiro ciclo de turbina até 0,7 MPa, onde uma certa quantidade de vapor é extraída e desviada para um aquecedor de água de alimentação aberto que opera a 0,7 MPa. O vapor remanescente se expande através do segundo estágio de turbina até a pressão de 6 kPa no condensador. O líquido saturado sai do aquecedor de água de alimentação a 0,7 MPa. Determine para o ciclo

(a) a taxa de acréscimo de calor, em kJ por kg de vapor que entra no primeiro estágio de turbina.
(b) a eficiência térmica.
(c) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho ao passar pelo condensador para a água de resfriamento, em kJ por kg de vapor que entra no primeiro estágio de turbina.

8.38 Para o ciclo do Problema 8.37, reconsidere a análise admitindo que a bomba e cada estágio de turbina tenham uma eficiência isentrópica de 80%. Responda às mesmas questões formuladas no Problema P8.37 para o ciclo modificado.

8.39 Investigue os efeitos sobre o desempenho do ciclo quando o aquecedor de água de alimentação assume outros valores. Construa gráficos apropriados e discuta os resultados para os ciclos

(a) do Problema 8.37.
(b) do Problema 8.38.

8.40 Uma planta de potência opera sob um ciclo de potência a vapor regenerativo com um aquecedor de água de alimentação aberto. O vapor d'água entra na turbina de primeiro estágio a 12 MPa e 520°C e se expande até 1 MPa, e aí parte do vapor é extraída e desviada para o aquecedor de água de alimentação aberto que opera a 1 MPa. O restante do vapor se expande pela turbina de segundo estágio até a pressão do condensador de 6 kPa. O líquido saturado sai do aquecedor de água de alimentação aberto a 1 MPa. Considerando processos isentrópicos nas turbinas e bombas, determine, para o ciclo (a) a eficiência térmica e (b) a vazão mássica na turbina de primeiro estágio, em kg/h, para uma potência líquida de saída de 330 MW.

8.41 Reconsidere o ciclo do Problema 8.40 para o caso em que a pressão do aquecedor de água de alimentação admite outros valores. Construa um gráfico da eficiência térmica e da taxa de destruição de exergia dentro do aquecedor de água de alimentação, em kW, em função da pressão no aquecedor de água de alimentação na faixa de 0,5 a 10 MPa. Considere T_0 = 293 K.

8.42 Compare os resultados do Problema 8.40 com aqueles referentes ao ciclo ideal de Rankine que apresente as mesmas condições de entrada na turbina e pressão no condensador, mas que não possua regenerador.

8.43 Para o ciclo do Problema 8.40, investigue os efeitos sobre o seu desempenho para o caso em que a pressão do aquecedor de água de alimentação assume outros valores. Construa gráficos apropriados e discuta seus resultados. Admita que cada bomba e cada estágio de turbina tenha uma eficiência isentrópica de 80%.

8.44 Modifique o ciclo ideal de Rankine do Problema 8.9 para incluir um aquecedor de água de alimentação aberto que opere a 100 lbf/in². O líquido saturado sai do aquecedor de água de alimentação aberto a 100 lbf/in². A vazão mássica do vapor no primeiro estágio de turbina é a mesma vazão mássica de vapor do Problema 8.9. Responda às mesmas questões formuladas no Problema 8.9 sobre o ciclo modificado e discuta os resultados obtidos.

8.45 Reconsidere o ciclo do Problema 8.44, desta vez considerando na análise que a eficiência isentrópica de cada estágio de turbina é de 88% e a de cada bomba é 80%.

8.46 A água é o fluido de trabalho em um ciclo ideal de Rankine regenerativo com um aquecedor de água de alimentação aberto. O vapor superaquecido entra no primeiro estágio de turbina a 16 MPa e 560°C, e a pressão no condensador é de 8 kPa. A vazão mássica do vapor que entra no primeiro estágio de turbina é de 120 kg/s. O vapor se expande através do primeiro estágio de turbina até 1 MPa, e daí uma quantidade de vapor é extraída e desviada para um aquecedor de água de alimentação aberto a 1 MPa. O vapor remanescente se expande através do segundo estágio de turbina até a pressão do condensador de 8 kPa. O líquido saturado sai do aquecedor de alimentação de água a 1 MPa. Determine:

(a) a potência líquida produzida, em kW.
(b) a taxa de transferência de calor para o vapor que passa pela caldeira, em kW.
(c) a eficiência térmica.
(d) a vazão mássica da água de resfriamento no condensador, em kg/s, se esta água fica sujeita a um aumento de temperatura de 18°C com variação de pressão desprezível durante sua passagem pelo condensador.

8.47 Reconsidere o ciclo do Problema 8.46, desta vez incluindo na análise o fato de cada estágio de turbina e a bomba apresentarem uma eficiência isentrópica de 85%.

8.48 Para o ciclo do Problema 8.47, investigue os efeitos sobre o desempenho do ciclo quando a pressão do aquecedor de água de alimentação assume outros valores. Construa gráficos apropriados e discuta os resultados.

8.49 A água é o fluido de trabalho em um ciclo ideal regenerativo de Rankine com um aquecedor de água de alimentação fechado. Vapor superaquecido entra na turbina a 10 MPa e 480°C e a pressão no condensador é de 6 kPa. O vapor se expande através do primeiro estágio de turbina e daí uma certa quantidade é extraída e desviada para um aquecedor de água de alimentação fechado a 0,7 MPa. O condensado é drenado do aquecedor de água de alimentação como líquido saturado a 0,7 MPa e é purgado para dentro do condensador. A água de alimentação deixa o aquecedor a 10 MPa e a uma temperatura igual à temperatura de saturação a 0,7 MPa. Determine para o ciclo

(a) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor, em kJ por kg de vapor que entra no primeiro estágio de turbina.
(b) a eficiência térmica.
(c) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho que passa pelo condensador para a água de resfriamento, em kJ por kg de vapor que entra no primeiro estágio de turbina.

8.50 Para o ciclo do Problema 8.49, reconsidere a análise admitindo que a bomba e cada um dos estágios de turbina tenham eficiências isentrópicas de 80%. Responda às mesmas questões formuladas no Problema 8.49 para o ciclo modificado.

8.51 Considerando o ciclo do Problema 8.50, investigue os efeitos no desempenho do ciclo para o caso em que a pressão de extração assuma outros valores. Admita que o condensado seja drenado do aquecedor de água de alimentação fechado como líquido saturado à pressão de extração. Considere também que a água de alimentação deixa o aquecedor a 10 MPa e a uma temperatura igual à temperatura de saturação à pressão de extração. Construa gráficos apropriados e discuta os resultados.

8.52 Uma planta de potência opera sob um ciclo de potência a vapor regenerativo com um aquecedor de água de alimentação fechado. O vapor d'água entra no primeiro estágio de turbina a 120 bar e 520°C e se expande até 10 bar, e daí parte do vapor é extraída e desviada para o aquecedor de água de alimentação fechado. Condensado saindo do aquecedor de água de alimentação como líquido saturado a 10 bar passa para o condensador através de um purgador. A água de alimentação sai do aquecedor a 120 bar com uma temperatura de 170°C. A pressão do condensador é 0,06 bar. Considerando processos isentrópicos para cada estágio de turbina e para a bomba, determine, para o ciclo, (a) a eficiência térmica e (b) a vazão mássica no primeiro estágio de turbina, em kg/h, para uma potência líquida de saída de 320 MW.

8.53 Reconsidere o ciclo do Problema 8.52, porém desta vez inclua na análise o fato de que cada estágio de turbina tem uma eficiência isentrópica de 82%, mantendo a eficiência da bomba em 100%.

8.54 Modifique o ciclo do Problema 8.49 de tal forma que o líquido saturado condensado do aquecedor de água de alimentação a 0,7 MPa seja bombeado para a linha de água de alimentação em vez de ser purgado para o condensador. Responda às mesmas questões formuladas para o ciclo modificado do Problema 8.49. Relacione as vantagens e desvantagens de cada esquema para remover o condensado do aquecedor de água de alimentação fechado.

8.55 Modifique o ciclo ideal de Rankine do Problema 8.9 para incluir um aquecedor de água de alimentação fechado usando vapor extraído a 100 lbf/in². O condensado que sai do aquecedor como líquido saturado a 100 lbf/in² passa para o condensador através de um purgador. A água de alimentação deixa o aquecedor a 1600 lbf/in² e a uma temperatura igual à temperatura de saturação a 100 lbf/in². A vazão mássica de vapor que entra no primeiro estágio de turbina é a mesma vazão de vapor do Problema 8.9. Responda às mesmas questões do Problema 8.9 sobre o ciclo modificado e discuta os resultados obtidos.

8.56 Reconsidere o ciclo do Problema 8.55, porém inclua na análise o fato de que cada estágio de turbina tem uma eficiência isentrópica de 88% e que a eficiência da bomba é de 80%.

8.57 A água é o fluido de trabalho em um ciclo ideal regenerativo de Rankine com um aquecedor de água de alimentação fechado. O vapor superaquecido entra na turbina a 16 MPa e 560°C e a pressão no condensador é de 8 kPa. O ciclo tem um aquecedor de água de alimentação fechado que utiliza o vapor extraído a 1 MPa. O condensado é drenado do aquecedor de água de alimentação como líquido saturado a 1 MPa e é purgado para dentro do condensador. A água de alimentação deixa o aquecedor a 16 MPa e a uma temperatura igual à temperatura de saturação a 1 MPa. A vazão mássica do vapor que entra no primeiro estágio de turbina é de 120 kg/s. Determine:

(a) a potência líquida produzida, em kW.
(b) a taxa de transferência de calor para o vapor que passa pela caldeira, em kW.

(c) a eficiência térmica

(d) a vazão mássica da água de resfriamento no condensador, em kg/s, se essa água fica sujeita a um aumento de temperatura de 18°C, com variação de pressão desprezível ao passar pelo condensador.

8.58 Reconsidere o ciclo do Problema 8.57, porém inclua na análise o fato de as eficiências isentrópicas dos estágios de turbina e da bomba serem de 85%.

8.59 Em relação à Fig. 8.12, se as frações do fluxo total que entra no primeiro estágio de turbina (estado 1) extraídas nos estados 2, 3, 6 e 7 são y_2, y_3, y_6 e y_7, respectivamente, quais serão as frações do fluxo total nos estados 8, 11 e 17?

8.60 Considere um ciclo de potência a vapor regenerativo com dois aquecedores de água de alimentação, um fechado e o outro aberto, conforme mostra a Fig. P8.60. O vapor d'água entra no primeiro estágio de turbina a 12 MPa e 480°C e se expande até 2 MPa. Parte do vapor é extraída a 2 MPa e levada ao aquecedor de água de alimentação fechado. O vapor remanescente se expande através do segundo estágio de turbina até 0,3 MPa, e daí uma quantidade adicional é extraída e levada para o aquecedor de água de alimentação aberto, que opera a 0,3 MPa. O vapor que se expande através do terceiro estágio de turbina sai do condensador à pressão de 8 kPa.

A água de alimentação deixa o aquecedor fechado a 210°C e 12 MPa, e o condensado que sai como líquido saturado a 2 MPa é purgado para o aquecedor aberto. O líquido saturado a 0,3 MPa sai do aquecedor de água de alimentação aberto. Admita que todas as bombas e estágios de turbina operem isentropicamente. Determine para o ciclo:

(a) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor, em kJ por kg de vapor que entra no primeiro estágio de turbina.

(b) a eficiência térmica.

(c) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho que passa pelo condensador para a água de resfriamento, em kJ por kg de vapor que entra no primeiro estágio de turbina.

8.61 Para o ciclo do Problema 8.60, reconsidere a análise admitindo que a bomba e cada estágio de turbina tenham uma eficiência isentrópica de 80%. Responda às mesmas questões formuladas no Problema 8.60 para o ciclo modificado.

8.62 Para o ciclo do Problema 8.60, investigue os efeitos sobre o desempenho do ciclo quando a pressão de extração mais alta assume outros valores. As condições de operação para o aquecedor de água de alimentação aberto são as mesmas do Problema 8.60. Admita que o condensado seja drenado do aquecedor de água de alimentação fechado como líquido saturado a pressão de extração mais alta. Considere, também, que a água de alimentação deixa o aquecedor a 12 MPa e a uma temperatura igual à temperatura de saturação à pressão de extração. Construa gráficos apropriados e discuta os resultados.

8.63 Uma planta de potência opera sob um ciclo de potência a vapor regenerativo com dois aquecedores de água de alimentação. O vapor d'água entra no primeiro estágio de turbina a 12 MPa e 520°C, e se expande em três estágios até a pressão de 6 kPa no condensador. Entre o primeiro e o segundo estágios, parte do vapor é desviada para um aquecedor de água de alimentação fechado a 1 MPa, e o líquido saturado condensado é bombeado avante para a linha de água de alimentação da caldeira. A água de alimentação sai do aquecedor fechado a 12 MPa e 170°C. O vapor d'água é extraído entre o segundo e o terceiro estágios de turbina a 0,15 MPa e levado a um aquecedor de água de alimentação aberto que opera a essa pressão. O líquido saturado a 0,15 MPa deixa o aquecedor de água de alimentação aberto. Considerando processos isentrópicos para as bombas e para os estágios de turbina, determine para o ciclo (a) a eficiência térmica e (b) a vazão mássica na turbina de primeiro estágio, em kg/h, para uma potência líquida de saída de 320 MW.

8.64 Reconsidere o ciclo do Problema 8.63, porém inclua na análise o fato de que cada estágio de turbina tem uma eficiência isentrópica de 82% e que cada bomba apresenta uma eficiência de 100%.

8.65 Modifique o ciclo ideal de Rankine do Problema 8.9 para incluir um aquecedor de água de alimentação fechado utilizando vapor extraído a 250 lbf/in² e um aquecedor de água de alimentação aberto que opera a 40 lbf/in². O líquido saturado condensado é drenado do aquecedor fechado a 250 lbf/in² e passa para o aquecedor aberto através de um purgador. A água de alimentação deixa o aquecedor fechado a 1600 lbf/in² e 392°F, e o líquido saturado deixa o aquecedor aberto a 40 lbf/in². A vazão mássica de vapor que entra no primeiro estágio de turbina é a mesma vazão de vapor do Problema 8.9. Responda às mesmas questões do Problema 8.9 sobre o ciclo modificado e discuta os resultados obtidos.

8.66 Reconsidere o ciclo do Problema 8.65, porém inclua na análise o fato de que cada estágio de turbina tem uma eficiência isentrópica de 88% e que cada bomba tem uma eficiência de 80%.

8.67 A água é o fluido de trabalho utilizado em um ciclo de Rankine modificado para incluir um aquecedor de água de alimentação fechado e outro aberto. O vapor superaquecido entra na turbina a 16 MPa e 560°C, e a pressão no condensador é de 8 kPa. A vazão mássica do vapor que entra no primeiro estágio de turbina é de 120 kg/s. O aquecedor de água de alimentação fechado utiliza o vapor extraído a 4 MPa, e o aquecedor de água de alimentação aberto utiliza o vapor extraído a 0,3 MPa. O líquido saturado que se condensa é drenado do aquecedor de água de alimentação fechado a 4 MPa e é purgado para dentro do aquecedor de água de alimentação aberto. A água de alimentação deixa o aquecedor fechado a 16 MPa e a uma temperatura igual à temperatura de saturação a 4 MPa. O líquido saturado deixa o aquecedor aberto a 0,3 MPa. Admita que os estágios de turbina e as bombas operem isentropicamente. Determine:

(a) a potência líquida produzida, em kW.

(b) a taxa de transferência de calor para o vapor que passa pelo gerador de vapor, em kW.

(c) a eficiência térmica.

(d) a vazão mássica da água de resfriamento no condensador, em kg/s, se esta fica sujeita a um aumento de temperatura de 18°C, com a variação de pressão desprezível, ao passar pelo condensador.

8.68 Reconsidere o ciclo do Problema 8.67, porém incluindo na análise o fato de que as eficiências isentrópicas dos estágios de turbina e das bombas são de 85%.

8.69 Considere um ciclo de potência a vapor regenerativo com dois aquecedores de água de alimentação, um fechado e o outro aberto, e um reaquecedor. Vapor d'água entra no primeiro estágio de turbina a 12 MPa e 480°C e se expande até 2 MPa. Parte do vapor é extraída a 2 MPa e levada ao aquecedor de água de alimentação fechado. O restante é reaquecido até 440°C a uma pressão de 2 MPa e, em seguida, se expande através do segundo estágio de turbina até 0,3 MPa, e daí uma quantidade adicional é extraída e levada para o aquecedor de água de alimentação aberto, que opera a 0,3 MPa. O vapor que se expande através do terceiro estágio de turbina sai na pressão do condensador de 6 kPa. A água de alimentação deixa o aquecedor fechado a 210°C e 12 MPa, e condensado que sai como líquido saturado a 2 MPa é purgado para o aquecedor de água de alimentação aberto. O líquido saturado a 0,3 MPa sai do aquecedor de água de alimentação aberto. Admita que todas as bombas e estágios de turbina operem isentropicamente. Determine para o ciclo:

(a) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor, em kJ por kg de vapor que entra no primeiro estágio de turbina.

(b) a eficiência térmica.

(c) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho que passa pelo condensador para a água de resfriamento, em kJ por kg de vapor que entra no primeiro estágio de turbina.

8.70 Reconsidere o ciclo do Problema 8.69, porém inclua na análise o fato de que os estágios de turbina e as bombas têm eficiências isentrópicas de 80%. Responda às mesmas questões formuladas no ciclo modificado do Problema 8.69.

8.71 Para o ciclo do Problema 8.70, represente graficamente a eficiência térmica em função das eficiências isentrópicas dos estágios de turbina e da bomba para valores na faixa de 80 a 100%. Discuta os resultados.

8.72 Modifique o ciclo de potência a vapor regenerativo do Problema 8.65 de modo a incluir um reaquecimento a 250 lbf/in². A parcela do fluxo que passa através do segundo estágio de turbina é reaquecida até 900°C antes de entrar na turbina. Determine a eficiência térmica do ciclo modificado.

8.73 Reconsidere o ciclo do Problema 8.72, porém inclua na análise o fato de que os estágios de turbina têm uma eficiência isentrópica de 88% e cada bomba apresenta uma eficiência de 80%.

8.74 Vapor d'água entra no primeiro estágio de turbina de um ciclo de potência a vapor com reaquecimento e regeneração a 32 MPa e 600°C, e se expande até 8 MPa. Parte do fluxo é desviada para um aquecedor de água de alimentação fechado a 8 MPa, e o restante é reaquecido até 560°C antes de entrar no segundo estágio de turbina. A expansão através do segundo estágio de turbina ocorre a 1 MPa, e daí uma outra parcela do fluxo e desviada para um segundo aquecedor de água de alimentação fechado a 1 MPa. O restante do fluxo se expande através do terceiro estágio de turbina ate 0,15 MPa, e daí uma parte do fluxo é desviada para um aquecedor de água de alimentação aberto que opera a 0,15 MPa, e o restante se expande através do quarto estágio de turbina até a pressão de 6 kPa do condensador. O condensado deixa cada aquecedor de água de alimentação fechado como líquido saturado à respectiva pressão de extração. As correntes de água de alimentação deixam cada aquecedor de água de alimentação fechado a uma temperatura igual à temperatura de saturação à sua respectiva pressão de extração. As correntes de condensado provenientes dos aquecedores fechados passam através de purgadores para dentro do aquecedor de água de alimentação de pressão mais baixa subseqüente. O líquido saturado que sai do aquecedor aberto é bombeado até a pressão no gerador de vapor. Se cada estágio de turbina tem uma eficiência isentrópica de 85% e as bombas operam isentropicamente,

(a) esboce o arranjo do ciclo e numere os principais pontos que representam estados.

(b) determine a eficiência térmica do ciclo.

(c) calcule a vazão mássica no primeiro estágio de turbina, em kg/h, para uma potência líquida de saída de 500 MW.

8.75 O vapor d'água entra no primeiro estágio de turbina de uma planta de potência a vapor com reaquecimento e regeneração a 1800 lbf/in² e 1100°F, e se expande em cinco estágios até a pressão de 1 lbf/in² no condensador. O reaquecimento ocorre a 100 lbf/in² até a temperatura de 1000°F. O ciclo tem três aquecedores de água de alimentação. Os aquecedores fechados operam a 600 e 160 lbf/in², com a drenagem de cada um purgada para o aquecedor de água de alimentação seguinte a pressão mais baixa. A água de alimentação que deixa cada aquecedor fechado está à temperatura de saturação correspondente à pressão de extração. Um aquecedor de água de alimentação aberto opera a 20 lbf/in². As bombas operam isentropicamente, e cada estágio de turbina tem uma eficiência isentrópica de 88%.

(a) Esboce o arranjo do ciclo e numere os principais pontos que representam estados.

(b) Determine a eficiência térmica do ciclo.

(c) Determine a taxa de calor, em Btu/kW · h.

(d) Calcule a vazão mássica no primeiro estágio de turbina, em lb/h, para uma potência líquida de saída de 3×10^9 Btu/h.

Outros Aspectos dos Ciclos a Vapor

8.76 Um ciclo de potência a vapor binário consiste em dois ciclos ideais de Rankine com vapor d'água e amônia como fluidos de trabalho. No ciclo a vapor, o vapor superaquecido entra na turbina a 6 MPa e 640°C, e o líquido saturado sai do condensador a 60°C. O calor rejeitado pelo ciclo de vapor d'água é fornecido ao ciclo de amônia, produzindo vapor saturado a 50°C, que entra na turbina de amônia. O líquido saturado sai do condensador de amônia a 1 MPa. Para uma potência líquida de saída de 20 MW do ciclo binário, determine

(a) a potência de saída das turbinas de vapor d'água e amônia, respectivamente, em MW.

(b) a taxa de acréscimo de calor para o ciclo binário, em MW.

(c) a eficiência térmica.

8.77 Um ciclo a vapor binário consiste em dois ciclos de Rankine com vapor d'água e amônia como fluidos de trabalho. No ciclo a vapor d'água, o vapor superaquecido entra na turbina a 900 lbf/in² e 1100°F e o líquido saturado sai do condensador a 140°F. O calor rejeitado pelo ciclo de vapor d'água é fornecido ao ciclo de amônia, produzindo vapor saturado a 120°F, que entra na turbina de amônia. O líquido saturado sai do condensador de amônia a 75°F. Cada turbina tem uma eficiência isentrópica de 90% e as bombas operam isentropicamente. A potência líquida de saída do ciclo binário é de 7×10^7 Btu/h

(a) Determine o título na saída de cada turbina, a vazão mássica de cada fluido de trabalho, em lb/h, e a eficiência térmica geral do ciclo binário.

(b) Compare o desempenho do ciclo binário àquele de um único ciclo de Rankine que utiliza água como fluido de trabalho e que condensa a 75°F. O estado na entrada da turbina, a eficiência isentrópica da turbina e a potência líquida de saída permanecem os mesmos

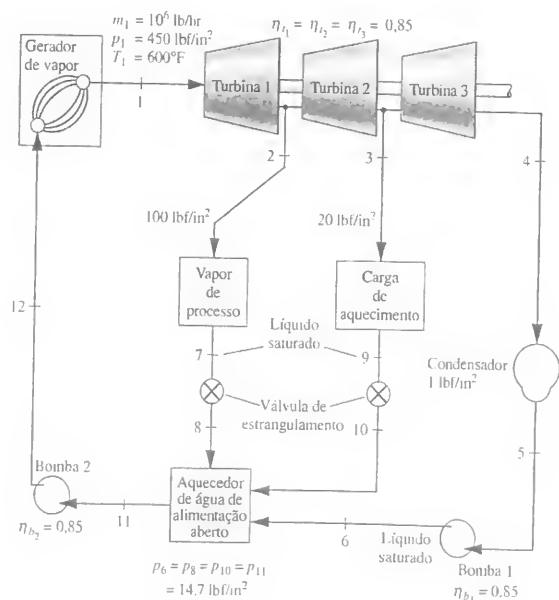
8.78 A Fig. P8.78 mostra um ciclo de potência a vapor com reaquecimento e regeneração. O gerador de vapor produz vapor a 1000 lbf/in² e 800°F. Parte desse vapor se expande através do primeiro estágio de turbina até 100 lbf/in² e o restante é direcionado para o trocador de calor. O vapor d'água que deixa o primeiro estágio de turbina entre no separador. O vapor saturado e o líquido saturado a 100 lbf/in² deixam o separador como correntes separadas. O vapor é reaquecido no trocador de calor até 530°F antes de entrar no segundo estágio de turbina. O aquecedor de água de

Fig. P8.60

Fig. P8.78

alimentação aberto opera a 100 lbf/in², e a pressão no condensador é de 1 lbf/in². Cada estagio de turbina tem uma eficiência isentrópica de 88% e as bombas operam isentropicamente Para uma potência líquida de saída de 5×10^9 Btu/h, determine.

(a) a vazão mássica através do gerador de vapor, em lb/h.
(b) a eficiência térmica do ciclo.
(c) a taxa de transferência de calor para a água de resfriamento que passa pelo condensador, em Btu/h.

8.79 A água é o fluido de trabalho em um ciclo de co-geração que gera eletricidade e fornece calor para os prédios de um campus. O vapor d'água a 2 MPa e 320°C entra em uma turbina de dois estágios com uma vazão mássica de 0,82 kg/s Uma fração do fluxo total, correspondendo a 0,141, é extraída entre os dois estágios a 0,15 MPa para fornecer o aquecimento para os prédios, e o restante se expande através do segundo estágio até a pressão de 0,06 bar no condensador. O condensado retorna dos prédios do campus a 0,1 MPa e 60°C e passa, através de um purgador, para o condensador, onde se junta ao fluxo principal de água de alimentação. O líquido saturado deixa o condensador a 0,06 bar Cada estágio de turbina tem uma eficiência isentrópica de 80%, e o processo de bombeamento pode ser considerado isentrópico Determine.

(a) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor, em kJ/h
(b) a potência líquida desenvolvida, em kJ/h.
(c) a taxa de transferência de calor para aquecimento predial, em kJ/h.
(d) a taxa de transferência de calor para a água de resfriamento que passa pelo condensador, em kJ/h

8.80 Considere um sistema de co-geração que opera conforme ilustra a Fig. 8.14. O gerador de vapor fornece 10^6 kg/h de vapor d'água a 8 MPa e 480°C, dos quais 4×10^5 kg/h são extraídos entre o primeiro e o segundo estágios de turbina a 1 MPa e desviados para uma carga térmica de processo. O condensado retorna da carga térmica de processo a 0,95 MPa e 120°C e é misturado com líquido que sai da bomba de pressão inferior a 0,95 MPa. A totalidade do fluxo é então bombeada até a pressão do gerador de vapor O líquido saturado a 8 kPa deixa o condensador. Os estágios de turbina e as bombas operam com eficiências isentrópicas de 86 e 80%, respectivamente. Determine

(a) a carga térmica, em kJ/h
(b) a potência desenvolvida pela turbina, em kW.
(c) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor, em kJ/h

8.81 A Fig. P8.81 mostra um sistema combinando aquecimento e potência (CHP — *combined heat and power*) que fornece potência de saída na turbina, vapor de processo e vapor para suprir a demanda de uma carga térmica em um processo de fabricação. Os dados de operação são fornecidos na figura para os estados definidos no ciclo. Para esse sistema, determine:

(a) as taxas pelas quais o vapor é extraído como vapor de processo e como alimento para a carga térmica, ambas em lb/h
(b) as taxas de transferência de calor para o vapor de processo e para a carga térmica, ambas em Btu/h.

Fig. P8.81

(c) a potência líquida desenvolvida, em Btu/h.

Desenvolva e calcule uma eficiência global baseada na energia para o sistema combinado de aquecimento e potência.

8.82 A Fig. P8.82 mostra o diagrama esquemático de um ciclo de co-geração No ciclo a vapor d'água, o vapor superaquecido entra na turbina com uma vazão mássica de 5 kg/s a 40 bar e 440°C, e se expande isentropicamente até 1,5 bar Metade do fluxo de vapor é extraída a 1,5 bar e utilizada para aquecimento de um processo industrial. O restante do vapor passa por um trocador de calor, que desempenha o papel da caldeira do ciclo do Refrigerante 134a e do condensador do ciclo de vapor d'água. O condensado deixa o trocador de calor como líquido saturado a 1 bar, e daí é combinado com o fluxo que retorna do processo, a 60°C e 1 bar, antes de ser bombeado isentropicamente até a pressão do gerador de vapor. O ciclo do Refrigerante 134a é um ciclo ideal de Rankine com o refrigerante entrando na turbina a 16 bar e 100°C, e líquido saturado deixando o condensador a 9 bar. Determine, em kW,

(a) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor do ciclo de vapor d'água.
(b) a potência líquida de saída do ciclo binário
(c) a taxa de transferência de calor para o processo industrial.

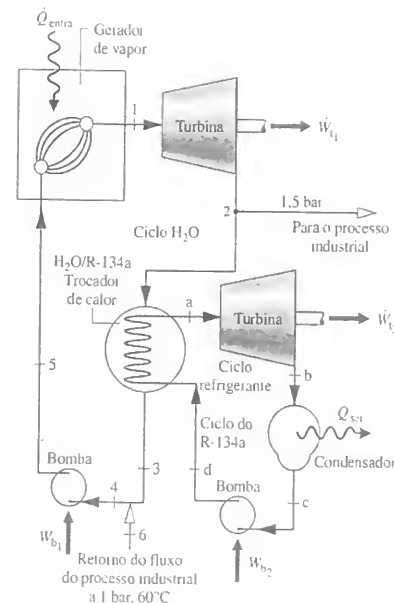



Fig. P8.82

Análise da Exergia dos Ciclos a Vapor

8.83 Em um sistema de *co-geração*, um ciclo de Rankine opera com vapor d'água que entra na turbina a 800 lbf/in² e 700°F, e com uma pressão no condensador de 180 lbf/in² A eficiência isentrópica da turbina é de 80%. A energia rejeitada pelo vapor que se condensa é transferida para uma corrente de água de processo separada que entra a 250°F e 140 lbf/in² e sai como vapor saturado a 140 lbf/in². Determine a vazão mássica, em lb/h, para o fluido de trabalho do ciclo de Rankine considerando que a vazão mássica da corrente de processo é de 50.000 lb/h Conceba e avalie uma eficiência exergética para o sistema geral de co-geração. Considere T_0 = 70°F e p_0 = 14,7 lbf/in².

8.84 O gerador de vapor de uma planta de potência a vapor pode ser considerado de maneira simplificada como consistindo em uma unidade combustora na qual combustível e ar são queimados para produzir gases quentes de combustão, seguido de uma unidade trocadora de calor onde o fluido de trabalho do ciclo é vaporizado e superaquecido conforme os gases quentes se resfriam Considere a água como fluido de trabalho sujeita ao ciclo do Problema 8.17. Os gases quentes da combustão, que, por hipótese, têm as propriedades do ar entram na seção de troca de calor do gerador de vapor a 1200 K e saem a 500 K com uma variação de pressão desprezível. Para a unidade trocadora de calor determine

(a) a taxa líquida pela qual exergia é carregada para dentro pela corrente de gás, em kJ por kg de vapor que flui.
(b) a taxa líquida pela qual exergia é carregada para fora pela corrente de água, em kJ por kg de vapor que flui.
(c) a taxa de destruição de exergia, em kW
(d) a eficiência exergética dada pela Eq. 7.27

Considere T_0 = 15°C e p_0 = 0,1 MPa.

8.85 Determine a taxa de entrada de exergia, em kJ por kg de vapor que flui, no fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor do Problema 8.17. Realize os cálculos considerando todas as saídas, perdas e destruições dessa exergia. Considere T_0 = 15°C e p_0 = 0,1 MPa.

8.86 No gerador de vapor do ciclo do Problema 8.19, o aporte de energia para o fluido de trabalho é realizado por transferência de calor dos produtos de combustão gasosos quentes, os quais se resfriam como uma corrente separada de 1490 a 380°F, com queda de pressão desprezível. A corrente de gas pode ser modelada como ar na condição de gás ideal Determine, em Btu/h, a taxa de destruição de exergia na(no)

(a) unidade trocadora de calor do gerador de vapor.
(b) turbina e bomba.
(c) condensador.

Calcule também a taxa líquida pela qual a exergia é carregada pela água de resfriamento que passa pelo condensador, em Btu/h. Considere T_0 = 60°F e p_0 = 14,7 lbf/in².

8.87 Para o ciclo de potência a vapor regenerativo do Problema 8.67, calcule as taxas de destruição de exergia nos aquecedores de água de alimentação em kW. Expresse cada uma dessas taxas como uma fração do aumento do fluxo de exergia do fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor. Considere T_0 = 16°C e p_0 = 1 bar

8.88 Determine, em MW, a taxa de entrada de exergia no fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor do Problema 8.74. Realize os cálculos considerando todas as saídas, perdas e destruições dessa exergia. Considere T_0 = 15°C e p_0 = 1 bar.

8.89 Determine, em Btu/h, a taxa de entrada de exergia no fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor do Problema 8.75 Realize os cálculos considerando todas as saídas, perdas e destruições dessa exergia Considere T_0 = 60°F e p_0 = 14,7 lbf/in².

8.90 Determine, em Btu/h, a taxa de transferência de exergia para o fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor no Problema 8.78. Realize os cálculos considerando todas as saídas, perdas e destruições dessa exergia. Considere T_0 = 60°F e p_0 = 14,7 lbf/in²

8.91 Determine, em kJ por kg de vapor que entra no primeiro estágio de turbina, a taxa de transferência de exergia para o fluido de trabalho que passa pelo gerador de vapor do Problema 8.46. Realize os cálculos considerando todas as saídas, perdas e destruições dessa exergia Considere T_0 = 15°C e p_0 = 0,1 MPa.

8.92 O vapor d'agua entra na turbina de uma planta de potência a vapor a 900°F e 500 lbf/in², e se expande adiabaticamente, saindo a 1 lbf/in² com um título de 97%. O condensado deixa o condensador como líquido saturado a 1 lbf/in². A eficiência isentrópica da bomba é de 80%. A exergia específica do combustível que entra na unidade combustora do gerador de vapor é estimada em 22.322 Btu/lb, e nenhuma exergia é carregada para dentro pelo ar de combustão. A exergia dos gases da chaminé que saem do gerador de vapor é estimada em 335 Btu por lb de combustível que entra. A vazão mássica do vapor é 15,1 lb por lb de combustível que entra no gerador de vapor A água de resfriamento entra no condensador a uma temperatura T_0 = 77°F e a uma pressão p_0 = 14.7 lbf/in², e sai a 90°F e 14,7 lbf/in² Determine, como percentual da exergia que entra com o combustível.

(a) a exergia que sai com os gases da chaminé
(b) a exergia destruída no gerador de vapor.
(c) a potência líquida desenvolvida pelo ciclo.
(d) a exergia destruída na turbina e na bomba

(e) a exergia que sai com a água de resfriamento
(f) a exergia destruída no condensador

8.93 O vapor d'água entra na turbina de uma usina de potência a vapor a 100 bar e 520°C, e se expande adiabaticamente, saindo a 0,08 bar com um título de 90%. O condensado deixa o condensador como líquido saturado a 0,08 bar. O líquido sai da bomba a 100 bar e 43°C. A exergia específica do combustível que entra na unidade combustora do gerador de vapor é estimada em 14 700 kJ/kg. Nenhuma exergia é carregada para dentro pelo ar de combustão. A exergia dos gases da chaminé que deixam o gerador de vapor é estimada em 150 kJ por kg de combustível. A vazão mássica do vapor é de 3,92 kg por kg de combustível. A água de resfriamento entra no condensador a $T_0 = 20°C$ e $p_0 = 1$ atm, e sai a 35°C e 1 atm. Desenvolva um cálculo completo da exergia que entra na usina com o combustível.

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

8.1P Desenvolva o projeto preliminar de uma planta de potência para produzir 1000 MW de energia elétrica utilizando água como fluido de trabalho e uma pressão supercrítica de 24 MPa, e com uma temperatura máxima no ciclo de 600°C. Estabeleça, em suas especificações, se um reaquecimento ou regeneração devem ser incluídos e, se assim for, a que pressões. Mostre, através de um diagrama esquemático, o arranjo de seu ciclo e inclua-o na documentação apropriada de sua análise. Inclua também qualquer gráfico obtido por meios computacionais para justificar a configuração recomendada.

8.2P Significativas quantidades de água circulam através dos condensadores de grandes usinas de potência, saindo a temperaturas de 10 a 15°C acima da temperatura ambiente. Para uma usina de potência de 500 MW, investigue a possível utilização da água de resfriamento do condensador. Sugira uma aplicação específica. Para a aplicação sugerida, estime a exergia que seria fornecida anualmente e o valor econômico anual dessa exergia. Discuta a possibilidade de sua proposta.

8.3P As primeiras plantas de potência a vapor comerciais operavam com condições de entrada na turbina de cerca de 12 bar e 200°C. As plantas atualmente em desenvolvimento podem operar acima de 34 MPa, com temperaturas de entrada na turbina de 650°C ou mais. Como os projetos de geradores de vapor e turbinas mudaram ao longo dos anos de forma a permitir tais aumentos na pressão e na temperatura? Discuta.

8.4P Analise a possibilidade de instalação de um campo de turbinas de vento de 500 MW no litoral de Chicago em Lake Michigan. Determine o número e o tipo de turbinas necessárias, estime o custo de instalação e operação do sistema, e realize uma análise econômica. Investigue a disponibilidade de créditos federais e estaduais como parte de sua análise econômica. Compare o custo por quilowatt-hora para o sistema proposto com o custo médio da eletricidade na área de Chicago baseado em combustível fóssil convencional e em usinas nucleares. Escreva um relatório de suas conclusões incluindo no mínimo três referências.

8.5P Considere a possibilidade de utilizar *biomassa* como combustível de uma usina de energia elétrica de 200 MW em uma área rural de seu estado. Analise as vantagens e desvantagens da biomassa em comparação com o carvão e o gás natural. Inclua em sua análise o material de manuseio necessário, as operações da usina, considerações ambientais e custos. Prepare uma apresentação em *slides* sobre suas recomendações.

8.6P Um posto avançado de 5000 ft² está sendo projetado para estudar as variações climáticas globais na Antártida. O posto abrigará cinco cientistas com seus equipamentos de comunicação e pesquisa. Desenvolva um projeto preliminar com um conjunto de *células fotovoltaicas* para fornecer toda a energia necessária ao posto utilizando energia solar durante os meses de luz solar contínua. Especifique o número e o tipo de células necessárias e apresente os diagramas esquemáticos do sistema proposto.

8.7P Os fortes ventos locais e as grandes diferenças de altitude na ilha havaiana de Maui podem representar um local adequado para se combinar um sítio aeólico com o armazenamento de energia por *bombeamento hidráulico*. Sempre que os moinhos de vento produzirem energia em excesso, a água é bombeada para reservatórios situados em elevações mais altas. A água é liberada durante os períodos de alta demanda de eletricidade através de turbinas hidráulicas para produzir energia elétrica. Desenvolva uma proposta que atenda 30% da necessidade de energia da ilha até o ano de 2020, utilizando esse conceito de energia renovável. Em seu relatório, relacione as vantagens e desvantagens do sistema proposto. Inclua pelo menos três referências.

8.8P Muitos hospitais, instalações industriais, faculdades e cidades empregam usinas de *co-geração* que fornecem aquecimento/resfriamento por zona e geram eletricidade. Esboce os principais componentes e o arranjo de um sistema de co-geração como esse existente em sua localidade. Determine as cargas de aquecimento e resfriamento servidas pelo sistema e a sua capacidade de geração de eletricidade. Estime a economia de custos alcançada através do uso de co-geração quando comparada ao custo de atender a essas cargas individualmente. Comente seus resultados.

8.9P Em uma certa localidade existe um suprimento importante de água quente *geotérmica* a 12 bar e 180°C. Desenvolva o projeto preliminar de uma usina de energia elétrica de 10 MW que utilize o processo de *evaporação rápida* para fornecer vapor ao sistema turbina–gerador. Mostre esquematicamente o sistema e especifique as pressões e temperaturas de operação ao longo do ciclo do processo. Proponha uma maneira de lidar com os rejeitos de água e salmoura envolvidos no processo de evaporação rápida.

8.10P A Fig. P8.10P mostra uma planta de potência do tipo *termossifão* que utiliza o ciclo de Rankine que possui uma das extremidades imersas em um *lago solar* e a outra exposta ao ar ambiente. Na extremidade inferior, um fluido de trabalho é vaporizado por transferência de calor da água quente do lago solar. O vapor escoa para cima através de uma turbina axial até a extremidade superior, onde ocorre a condensação por transferência de calor para o ar ambiente. O condensado é drenado para a extremidade inferior por gravidade. Avalie a viabilidade de produzir energia na faixa de 0,1 a 0,25 kW utilizando tal dispositivo. Quais fluidos de trabalho seriam mais adequados? Escreva um relatório sobre as suas conclusões.

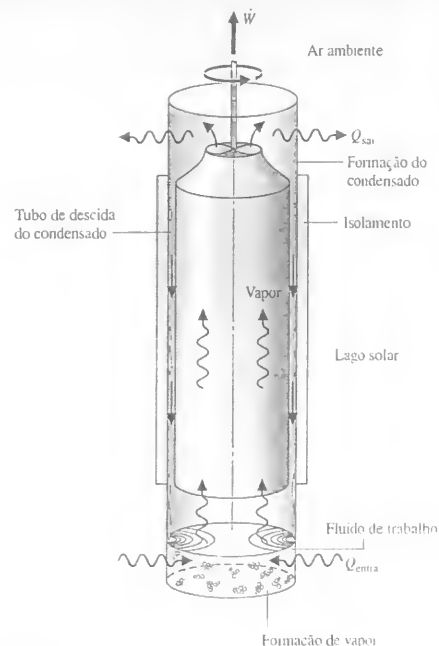



Fig. P8.10P

Sistemas de Potência a Gás

Contexto de Engenharia

Os sistemas de potência a vapor estudados no Cap. 8 utilizam fluidos de trabalho que são alternadamente vaporizados e condensados. O **objetivo** do presente capítulo é estudar os sistemas de potência que utilizam como fluidos de trabalho sempre um gás. Incluídos nesse grupo estão as turbinas a gás e os motores de combustão interna dos tipos ignição por centelha e ignição por compressão. Na primeira parte do capítulo, serão considerados os motores de combustão interna. As instalações de potência movidas por turbinas a gás são discutidas na segunda parte. O capítulo finaliza com um breve estudo sobre escoamento compressível em bocais e difusores, que são componentes das turbinas a gás para propulsão de aeronaves e outros dispositivos de importância prática.

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo, estará apto a....

✓ Realizar análises de ar-padrão de motores de combustão interna baseadas nos ciclos Otto, Diesel e dual, incluindo:

- ✓ esboçar diagramas p–v e T–s e avaliar dados de propriedades nos estados principais.
- ✓ aplicar os balanços de energia, entropia e exergia.
- ✓ determinar a potência líquida de saída, a eficiência térmica e a pressão média efetiva.

✓ Realizar análises de ar-padrão de instalações de potência com turbina a gás baseadas no ciclo Brayton e suas modificações, incluindo:

- ✓ esboçar diagramas T–s e avaliar dados de propriedades nos estados principais.
- ✓ aplicar os balanços de massa, energia, entropia e exergia.
- ✓ determinar a potência líquida de saída, a eficiência térmica, a razão do trabalho reverso e os efeitos da relação de pressão do compressor.

✓ Para os escoamentos subsônicos e supersônicos através de bocais e difusores, demonstrar compreensão dos efeitos das mudanças de área, da pressão a jusante e a ocorrência de escoamentos estrangulados e choques normais. Analisar o escoamento de gases ideais com calores específicos constantes.

Motores de Combustão Interna

Esta parte do capítulo trata dos motores de combustão interna. Embora a maioria das turbinas a gás seja também motores de combustão interna, o nome é usualmente aplicado aos motores de combustão interna *alternativos* do tipo comumente usado em automóveis, caminhões e ônibus. Esses motores diferem das instalações de potência consideradas no Cap. 8 porque os processos ocorrem dentro de arranjos cilindro-pistão com movimento alternativo e não em séries de componentes diferentes interligados.

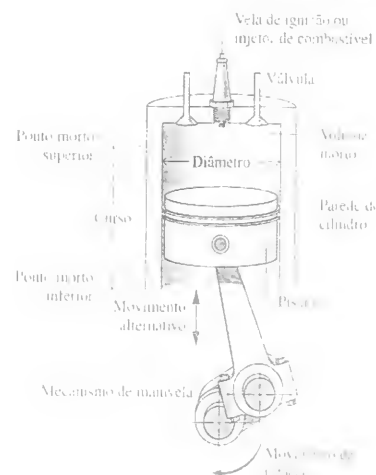
ignição por centelha
ignição por compressão

Dois tipos principais de motores de combustão interna alternativos são o motor com ***ignição por centelha*** e o motor com ***ignição por compressão***. No motor com ignição por centelha, uma mistura de combustível e ar é inflamada pela centelha da vela de ignição. No motor com ignição por compressão, o ar é comprimido até uma pressão e temperatura elevadas, suficientes para que a combustão espontânea ocorra quando o combustível for injetado. Os motores com ignição por centelha são vantajosos para aplicações que exijam potência de até cerca de 225 kW (300 HP). Como são relativamente leves e de baixo custo, os motores com ignição por centelha tornam-se particularmente adequados para uso em automóveis. Já os motores com ignição por compressão são normalmente preferidos para aplicações em que se necessita de economia de combustível e potência relativamente alta (caminhões pesados e ônibus, locomotivas e navios, unidades auxiliares de potência). Na faixa intermediária, tanto os motores com ignição por centelha como os motores com ignição por compressão são utilizados.

9.1 Apresentação da Terminologia do Motor

A Fig. 9.1 é um esboço de um motor de combustão interna alternativo que consiste em um pistão que se move dentro de um cilindro dotado de duas válvulas. O esboço apresenta alguns termos especiais. O *calibre* do cilindro é o seu diâmetro. O *curso* é a distância que o pistão se move em uma direção. Diz-se que o pistão está no *ponto morto superior* quando ele se moveu até uma posição em que o volume do cilindro é um mínimo. Esse volume mínimo é conhecido por volume *morto*. Quando o pistão se moveu até a posição de volume máximo do cilindro, ele se encontra no *ponto morto inferior*. O volume percorrido pelo pistão quando se move do ponto morto superior ao ponto morto inferior é o *volume de deslocamento*. A ***taxa de compressão*** r é definida como o volume no ponto morto inferior dividido pelo volume no ponto morto superior. O movimento alternativo do pistão é convertido em movimento de rotação por um mecanismo de manivela.

taxa de compressão

Em um motor de combustão interna de *quatro tempos*, o pistão executa quatro cursos distintos dentro do cilindro para cada duas rotações do eixo de manivelas. A Fig. 9.2 fornece um diagrama pressão-deslocamento tal qual se poderia ver em um osciloscópio.

1. Com a válvula de admissão aberta, o pistão executa um *curso de admissão* quando aspira uma carga fresca para dentro do cilindro. No caso de motores com ignição por centelha, a carga é uma mistura de ar e combustível. Para motores com ignição por compressão a carga é somente ar.
2. Com ambas as válvulas fechadas, o pistão passa por um *curso de compressão*, elevando a temperatura e a pressão da carga. Esta fase exige fornecimento de trabalho do pistão para o conteúdo do cilindro. Inicia-se então um processo de combustão que resulta em uma mistura gasosa de alta pressão e alta temperatura. A combustão é induzida através da vela próxima ao final do curso de compressão nos motores com ignição por centelha. Nos motores com ignição por compressão a combustão é iniciada pela injeção de combustível no ar quente comprimido, começando próximo ao final do curso de compressão e continuando através da primeira etapa da expansão.
3. Um *curso de potência* vem em seguida ao curso de compressão, durante o qual a mistura gasosa se expande e é realizado trabalho sobre o pistão à medida que este retorna ao ponto morto inferior.
4. O pistão então executa um *curso de escape* no qual os gases queimados são expulsos do cilindro através da válvula de escape aberta.

Os motores menores operam em ciclos de *dois cursos*. Nos motores de dois tempos, as operações de admissão, compressão, expansão e escape são obtidas em uma volta do eixo de manivelas. Embora os motores de combustão interna percorram ciclos *mecânicos*, o conteúdo do cilindro não executa um ciclo *termodinâmico*, uma vez que é introduzida matéria com uma composição e essa matéria é posteriormente descarregada com uma composição diferente.

Fig. 9.1 Nomenclatura para motores alternativos cilindro-pistão.

pressão média efetiva

Um parâmetro usado para descrever o desempenho de motores alternativos a pistão é a *pressão média efetiva*, ou pme. A ***pressão média efetiva*** é a pressão constante teórica que se atuasse no

Para dois motores que apresentam o mesmo volume de deslocamento, o de maior pressão média efetiva produziria o maior trabalho líquido e, se os motores funcionassem à mesma velocidade, a maior potência.

Fig. 9.2 Diagrama de pressão-volume para um motor de combustão interna alternativo.

ANÁLISE DE AR-PADRÃO. Um estudo detalhado do desempenho de um motor de combustão interna alternativo levaria em conta muitos aspectos. Isto incluiria o processo de combustão que ocorre dentro do cilindro e os efeitos de irreversibilidades associadas ao atrito e a gradientes de pressão e temperatura. A transferência de calor entre os gases no cilindro e as paredes do cilindro e o trabalho necessário para carregar o cilindro e retirar os produtos da combustão também seriam considerados. Devido a esta complexidade, a modelagem precisa de motores de combustão interna alternativos normalmente envolve uma simulação computacional. É necessária uma considerável simplificação para se conduzirem análises termodinâmicas *elementares* de motores de combustão interna. Um procedimento consiste em empregar uma ***análise de ar-padrão*** com os seguintes elementos:

análise de ar-padrão: motores de combustão interna

- Uma quantidade fixa de ar modelado como gás ideal é o fluido de trabalho. Veja a Tabela 9.1 para uma revisão das relações para gás ideal.
- O processo de combustão é substituído por uma transferência de calor de uma fonte externa.
- Não existem os processos de admissão e descarga como no motor real. O ciclo se completa com um processo de transferência de calor a volume constante enquanto o pistão está no ponto morto inferior.
- Todos os processos são internamente reversíveis.

análise de ar-padrão frio

Além disso, em uma ***análise de ar-padrão frio***, os calores específicos são considerados constantes nos seus valores para temperatura ambiente. Com uma análise de ar-padrão, evitamos lidar com a complexidade do processo de combustão e com a mudança de composição durante a combustão. No entanto, uma análise abrangente necessita que essas complexidades sejam consideradas. Para uma discussão sobre combustão, veja o Cap. 13.

Embora uma análise de ar-padrão simplifique consideravelmente o estudo dos motores de combustão interna, os valores para a pressão média efetiva e para as temperaturas e pressões de operação calculadas nesta base podem diferir bastante daqueles para os motores reais. Em conseqüência, a análise de ar-padrão permite que os motores de combustão interna sejam examinados apenas qualitativamente. Ainda assim, algumas noções sobre o desempenho real podem resultar de tal procedimento.

Energia e Meio Ambiente

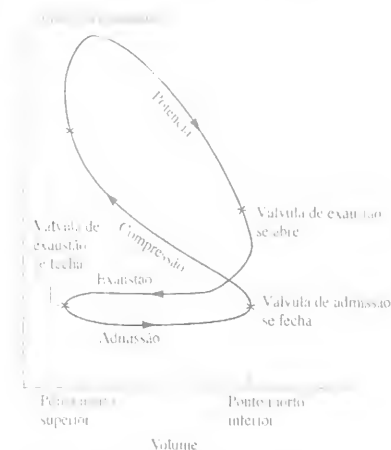
Foram necessários 500 milhões de anos para que a natureza criasse o estoque mundial de petróleo prontamente acessível, mas alguns observadores prevêem que nos próximos 50 anos nós consumiremos o que ainda resta. O ponto importante, dizem, não é quando o mundo ficará sem petróleo, mas quando a produção começará a cair. Assim, a produção deve declinar, a menos que a demanda seja reduzida, e os preços do petróleo deverão subir. Isto irá encerrar a era do petróleo barato que tanto apreciamos e será um desafio para a sociedade.

A taxa a que qualquer poço pode produzir petróleo geralmente aumenta até atingir um máximo e então, quando cerca de metade do petróleo é bombeada para fora, começa a cair, na medida em que o petróleo restante se torna cada vez mais difícil de ser extraído. Usando este modelo para o suprimento mundial de petróleo como um todo, os economistas prevêem um pico na produção de petróleo em torno de 2020, ou até antes, em 2010. Isso levará à escassez do produto e a preços mais altos nas bombas, o que terá repercussões econômicas e políticas em todo o mundo.

No restante desta parte do capítulo, vamos analisar os três ciclos que aderem ao ciclo de ar-padrão idealizados: os ciclos Otto, Diesel e dual. Estes ciclos diferem um do outro somente quanto ao modo como se dá o processo de adição de calor que substitui a combustão no ciclo real.

9.2 Ciclo de Ar-Padrão Otto

Ciclo Otto

O ciclo de ar-padrão Otto é um ciclo ideal que considera que a adição de calor ocorre instantaneamente enquanto o pistão se encontra no ponto morto superior. O ***ciclo Otto*** é mostrado nos diagramas p–v e T–s da Fig. 9.3. O ciclo consiste em quatro processos internamente reversíveis em série

- O Processo 1-2 é uma compressão isoentrópica do ar conforme o pistão se move do ponto morto inferior para o ponto morto superior.
- O Processo 2-3 é uma transferência de calor a volume constante para o ar a partir de uma fonte externa enquanto o pistão está no ponto morto superior. Esse processo tem a intenção de representar a ignição da mistura ar-combustível e a queima rápida que se segue.
- O Processo 3-4 é uma expansão isoentrópica (curso de potência).
- O Processo 4-1 completa o ciclo através de um processo a volume constante no qual o calor é rejeitado pelo ar conforme o pistão está no ponto morto inferior.

Uma vez que o ciclo de ar-padrão Otto é composto de processos internamente reversíveis, as áreas nos diagramas T–s e p–v da Fig. 9.3 podem ser interpretadas como calor e trabalho, respecti-

Tabela 9.1
Revisão do Modelo de Gás Ideal

Equações de Estado:

$$pv = RT \qquad (3.32)$$
$$pV = mRT \qquad (3.33)$$

Variações de u e h:

$$u(T_2) - u(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)dT \qquad (3.40)$$

$$h(T_2) - h(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)dT \qquad (3.43)$$

Calores Específicos Constantes	Calores Específicos Variáveis
$u(T_2) - u(T_1) = c_v(T_2 - T_1)$ (3.50) $h(T_2) - h(T_1) = c_p(T_2 - T_1)$ (3.51) Veja as Tabelas A-20 e A-21 para os dados.	$u(T)$ e $h(T)$ são avaliados a partir das tabelas apropriadas: Tabela A-22 para o ar (base mássica) e Tabela A-23 para outros gases (base molar).

Variações de s:

$$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)\frac{dT}{T} + R\ln\frac{v_2}{v_1} \qquad (6.17)$$

$$s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)\frac{dT}{T} - R\ln\frac{p_2}{p_1} \qquad (6.18)$$

Calores Específicos Constantes	Calores Específicos Variáveis
$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = c_v\ln\frac{T_2}{T_1} + R\ln\frac{v_2}{v_1}$ (6.21) $s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1) = c_p\ln\frac{T_2}{T_1} + R\ln\frac{p_2}{p_1}$ (6.22) Veja as Tabelas A-20 e A-21 para os dados.	$s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1) = s^\circ(T_2) - s^\circ(T_1) - R\ln\frac{p_2}{p_1}$ (6.20a) onde $s^\circ(T)$ é avaliado a partir das tabelas apropriadas: Tabela A-22 para o ar (base mássica) e Tabela A-23 para outros gases (base molar).

Estados relacionados de entropia específica igual: $\Delta s = 0$:

Calores Específicos Constantes	Calores Específicos Variáveis (Apenas para o ar)
$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k}$ (6.43) $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$ (6.44) $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$ (6.45) onde $k = c_p/c_v$ é fornecido na Tabela A-20 para diversos gases.	$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$ (somente para o ar) (6.41) $\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}}$ (somente para o ar) (6.42) onde p_r e v_r são fornecidos para o ar na Tabela A-22.

vamente. No diagrama T–s, a área 2–3–a–b–2 representa o calor fornecido por unidade de massa e a área 1–4–a–b–1, o calor rejeitado por unidade de massa. No diagrama p–v, a área 1–2–a–b–1 representa o trabalho fornecido por unidade de massa durante o processo de compressão, e a área 3–4–b–a–3 é o trabalho realizado por unidade de massa no processo de expansão. A área de cada figura pode ser interpretada como o trabalho líquido obtido ou, de modo equivalente, o calor líquido absorvido.

Fig. 9.3 Diagramas p–v e T–s do ciclo de ar-padrão Otto.

ANÁLISE DO CICLO. O ciclo de ar-padrão Otto consiste em dois processos nos quais há trabalho mas não há transferência de calor, os Processos 1-2 e 3-4, e em dois processos nos quais há transferência de calor mas não há trabalho, os Processos 2-3 e 4-1. As expressões para essas transferências de energia são obtidas pela simplificação do balanço de energia do sistema fechado através da consideração de que as variações de energia cinética e potencial podem ser ignoradas. Os resultados são

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1, \qquad \frac{W_{34}}{m} = u_3 - u_4$$
$$\frac{Q_{23}}{m} = u_3 - u_2, \qquad \frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1 \qquad (9.2)$$

Observe cuidadosamente que, ao escrever as Eqs. 9.2, nos afastamos da nossa convenção de sinais habitual para calor e trabalho. Assim, W_{12}/m é um número positivo que representa o trabalho *fornecido* durante a compressão e Q_{41}/m é um número positivo que representa o calor *rejeitado* no Processo 4-1. O *trabalho líquido* do ciclo é expresso por

$$\frac{W_{\text{ciclo}}}{m} = \frac{W_{34}}{m} - \frac{W_{12}}{m} = (u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)$$

Alternativamente, o trabalho líquido pode ser calculado como o *calor líquido adicionado*

$$\frac{W_{\text{ciclo}}}{m} = \frac{Q_{23}}{m} - \frac{Q_{41}}{m} = (u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)$$

a qual, rearrumando-se, pode ser colocada na mesma forma que a expressão anterior para trabalho líquido.

A eficiência térmica é a razão entre o trabalho líquido do ciclo e o calor adicionado.

$$\eta = \frac{(u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)}{u_3 - u_2} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2} \qquad (9.3)$$

> *Tome Nota...*
> **Ao analisar ciclos padrões a ar, freqüentemente convém considerar todas as transferências de calor e trabalho como quantidades positivas e escrever o balanço de energia de acordo com essa consideração.**

Quando os dados da tabela de ar são usados para conduzir uma análise que envolva um ciclo de ar-padrão Otto, os valores para energia interna específica requeridos pela Eq. 9.3 podem ser obtidos da Tabela A-22 ou A-22E, conforme apropriado. As relações a seguir são baseadas na Eq 6.42 e aplicam-se aos processos isoentrópicos 1-2 e 3-4

$$v_{r2} = v_{r1}\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = \frac{v_{r1}}{r} \qquad (9.4)$$

$$v_{r4} = v_{r3}\left(\frac{V_4}{V_3}\right) = rv_{r3} \qquad (9.5)$$

onde r designa a taxa de compressão. Observe que como $V_3 = V_2$ e $V_4 = V_1$, $r = V_1/V_2 = V_4/V_3$. O parâmetro v_r é tabelado *versus* a temperatura para o ar nas Tabelas A-22.

Quando o ciclo Otto é analisado em uma base de ar-padrão frio, serão utilizadas as seguintes expressões baseadas na Eq. 6.44 para os processos isoentrópicos no lugar das Eqs. 9.4 e 9.5, respectivamente

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = r^{k-1} \qquad \text{(constante } k\text{)} \qquad (9.6)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \frac{1}{r^{k-1}} \qquad \text{(constante } k\text{)} \qquad (9.7)$$

onde k é a razão entre calores específicos, $k = c_p/c_v$.

EFEITO DA TAXA DE COMPRESSÃO NO DESEMPENHO. Voltando ao diagrama T–s da Fig. 9.3, podemos concluir que a eficiência térmica do ciclo Otto aumenta de acordo com o aumento da taxa de compressão. Um aumento na taxa de compressão muda o ciclo de 1-2-3-4-1 para 1-2'-3'-4-1.

Uma vez que a temperatura média de fornecimento de calor é maior no ciclo 1-2-3-4-1 e ambos os ciclos têm o mesmo processo de rejeição de calor, o ciclo 1-2'-3'-4-1 teria a menor eficiência térmica. O aumento da eficiência térmica com a taxa de compressão é também apresentado de maneira simples através do seguinte desenvolvimento em uma base de ar-padrão frio. Para c_v constante, a Eq. 9.3 fica

$$\eta = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)}$$

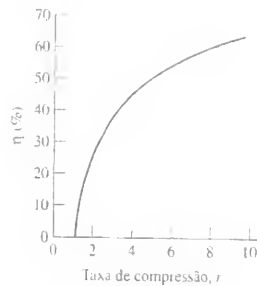
Rearrumando, temos

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}\left(\frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1}\right)$$

Das Eqs. 9.6 e 9.7, $T_4/T_1 = T_3/T_2$, então

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

Finalmente, introduzindo a Eq. 9.6

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad \text{(constante } k\text{)} \tag{9.8}$$

A Eq. 9.8 indica que a eficiência térmica do ciclo de ar-padrão frio Otto é uma função da taxa de compressão e k. Essa relação é mostrada na Fig. 9.4 para $k = 1,4$, representando o ar ambiente.

A discussão anterior sugere que é vantajoso para os motores de combustão interna possuírem razões de compressão elevadas, e este é o caso. Porém, a possibilidade de auto-ignição, ou "detonação", estabelece um limite superior para a taxa de compressão de motores com ignição por centelha. Depois de a centelha incendiar uma parte da mistura ar-combustível o aumento da pressão que acompanha a combustão comprime o restante da carga. A auto-ignição pode ocorrer se a temperatura da mistura não-queimada tornar-se muito alta antes de a mistura ser consumida pela frente de chama. Uma vez que a temperatura atingida pela mistura ar-combustível durante o curso de compressão aumenta conforme a taxa de compressão aumenta, a possibilidade de ocorrência de auto-ignição aumenta com a taxa de compressão. A auto-ignição pode resultar em ondas de alta pressão no cilindro (manifestada por um som de batida) que pode levar a perda de potência, bem como a danos no motor. Os combustíveis formulados com chumbo tetraetila são resistentes à auto-ignição e assim permitem razões de compressão relativamente altas. A gasolina *sem chumbo*, de uso comum hoje em dia devido a preocupações ambientais acerca da poluição do ar, limita as taxas de compressão de motores com ignição por centelha a aproximadamente 9. Taxas de compressão mais elevadas podem ser obtidas em motores com ignição por compressão porque somente o ar é comprimido. Taxas de compressão na faixa de 12 a 20 são típicas. Os motores com ignição por compressão podem também usar combustíveis menos refinados que possuem maiores temperaturas de ignição do que os combustíveis voláteis requeridos pelos motores com ignição por centelha.

No exemplo a seguir, ilustramos a análise do ciclo de ar-padrão Otto. Os resultados são comparados com aqueles obtidos em uma base de ar-padrão frio.

Fig. 9.4 Eficiência térmica do ciclo de ar-padrão frio Otto, $k = 1,4$.

Exemplo 9.1 ANÁLISE DO CICLO OTTO

A temperatura no início do processo de compressão de um ciclo de ar-padrão Otto com uma taxa de compressão de 8 é 540°R (26,8°C), a pressão é de 1 atm e o volume do cilindro é 0,02 ft³ (0,001 m³). A temperatura máxima durante o ciclo é 3600°R (1726,8°C). Determine **(a)** a temperatura e a pressão ao final de cada processo do ciclo, **(b)** a eficiência térmica e **(c)** a pressão média efetiva, em atm.

Solução

Dado: Um ciclo de ar-padrão Otto com um dado valor de taxa de compressão é realizado com condições especificadas no início do curso de compressão e com uma temperatura máxima especificada durante o ciclo.

Pede-se: Determine a temperatura e a pressão ao final de cada processo, a eficiência térmica e a pressão média efetiva, em atm.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

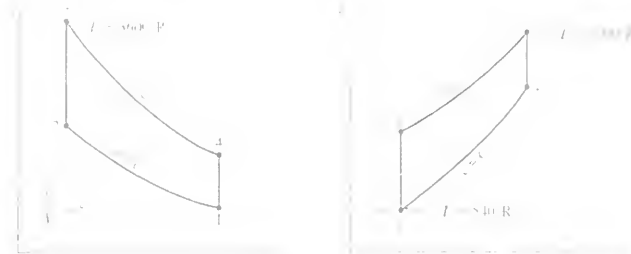



Fig. E9.1

Modelo de Engenharia:

1. O ar no conjunto cilindro-pistão é o sistema fechado.
2. Os processos de compressão e expansão são adiabáticos.
3. Todos os processos são internamente reversíveis.
4. O ar é modelado como um gás ideal.
5. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.

Análise:

(a) A análise começa pela determinação da temperatura, da pressão e da energia interna específica em cada estado principal do ciclo. A $T_1 = 540°R$, a Tabela A-22E fornece $u_1 = 92,04$ Btu/lb e $v_{r1} = 144,32$.

Para o Processo 1-2 de compressão isoentrópica

$$v_{r2} = \frac{V_2}{V_1}v_{r1} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{144,32}{8} = 18,04$$

Interpolando com v_{r2} na Tabela A-22E, obtemos $T_2 = 1212°R$ e $u_2 = 211,3$ Btu/lb. Com a equação de estado de gás ideal

$$p_2 = p_1\frac{T_2}{T_1}\frac{V_1}{V_2} = (1\text{ atm})\left(\frac{1212°R}{540°R}\right)8 = 17,96\text{ atm}$$

A pressão no estado 2 também pode ser calculada pela utilização da relação isoentrópica $p_2 = p_1(p_{r2}/p_{r1})$.

Uma vez que o Processo 2-3 ocorre a volume constante, a equação de estado de gás ideal fornece

$$p_3 = p_2\frac{T_3}{T_2} = (17,96\text{ atm})\left(\frac{3600°R}{1212°R}\right) = 53,3\text{ atm}$$

A $T_3 = 3600°R$, a Tabela A-22E fornece $u_3 = 721,44$ Btu/lb e $v_{r3} = 0,6449$.

Para o Processo 3-4 de expansão isoentrópica

$$v_{r4} = v_{r3}\frac{V_4}{V_3} = v_{r3}\frac{V_1}{V_2} = 0,6449(8) = 5,16$$

Interpolando na Tabela A-22E com v_{r4} obtemos $T_4 = 1878°R$ e $u_4 = 342,2$ Btu/lb. A pressão no estado 4 pode ser encontrada por meio da relação isoentrópica $p_4 = p_3(p_{r4}/p_{r3})$ ou a equação de estado de gás ideal aplicada aos estados 1 e 4. Com $V_4 = V_1$, a equação de estado de gás ideal fornece

$$p_4 = p_1\frac{T_4}{T_1} = (1\text{ atm})\left(\frac{1878°R}{540°R}\right) = 3,48\text{ atm}$$

(b) A eficiência térmica é

$$\eta = 1 - \frac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2}$$

$$= 1 - \frac{342,2 - 92,04}{721,44 - 211,3} = 0,51\ (51\%)$$

(c) Para se calcular a pressão média efetiva é necessário o trabalho líquido por ciclo. Ou seja

$$W_{ciclo} = m[(u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)]$$

onde m é a massa de ar, calculada a partir da equação de estado de gás ideal como se segue

$$m = \frac{p_1V_1}{(\bar{R}/M)T_1}$$

$$= \frac{(14,696\text{ lbf/in}^2)|144\text{ in}^2/\text{ft}^2|(0,02\text{ ft}^3)}{\left(\frac{1545}{28,97}\frac{\text{ft}\cdot\text{lbf}}{\text{lb}\cdot°R}\right)(540°R)}$$

$$= 1,47 \times 10^{-3}\text{ lb}$$

Inserindo valores na expressão para W_{ciclo}

$$W_{ciclo} = (1{,}47 \times 10^{-3}\ \text{lb})[(721{,}44 - 342{,}2) - (211{,}3 - 92{,}04)]\ \text{Btu/lb}$$
$$= 0{,}382\ \text{Btu}$$

O volume de deslocamento é $V_1 - V_2$, de modo que a pressão média efetiva é dada por

$$\text{pme} = \frac{W_{ciclo}}{V_1 - V_2} = \frac{W_{ciclo}}{V_1(1 - V_2/V_1)}$$
$$= \frac{0{,}382\ \text{Btu}}{(0{,}02\ \text{ft}^3)(1 - 1/8)}\left|\frac{778\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}{1\ \text{Btu}}\right|\left|\frac{1\ \text{ft}^2}{144\ \text{in}^2}\right|$$
$$= 118\ \text{lbf/in}^2 = 8{,}03\ \text{atm}$$

Esta solução utiliza a Tabela A-22E para o ar, a qual considera explicitamente a variação dos calores específicos com a temperatura. Uma solução também pode ser desenvolvida em uma base de ar-padrão frio, na qual são considerados calores específicos constantes. Esta solução é deixada como exercício, mas os resultados são apresentados para o caso $k = 1{,}4$ na tabela a seguir para comparação:

Parâmetro	Análise de Ar-Padrão	Análise de Ar-Padrão Frio $k = 1{,}4$
T_2	1212°R (400,2°C)	1241°R (416,3°C)
T_3	3600°R (1726,8°C)	3600°R (1726,8°C)
T_4	1878°R (770,2°C)	1567°R (597,4°C)
η	0,51 (51%)	0,565 (56,5%)
pme	8,03 atm	7,05 atm

Teste-Relâmpago

Determine a adição e a rejeição de calor para o ciclo, ambos em Btu.

Resposta: $Q_{23} = 0{,}750$ Btu, $Q_{41} = 0{,}368$ Btu.

9.3 Ciclo de Ar-Padrão Diesel

ciclo Diesel

O ciclo de ar-padrão Diesel é um ciclo ideal que considera que a adição de calor ocorre durante um processo a pressão constante, que se inicia com o pistão no ponto morto superior. O ***ciclo Diesel*** é mostrado nos diagramas p–v e T–s na Fig. 9.5. O ciclo consiste em quatro processos internamente reversíveis em série. O primeiro processo, do estado 1 ao estado 2, é o mesmo que no ciclo Otto: uma compressão isoentrópica. Porém, o calor não é transferido para o fluido de trabalho a volume constante como no ciclo Otto. No ciclo Diesel, o calor é transferido para o fluido de trabalho a *pressão constante*. O Processo 2-3 também constitui a primeira parte do curso de potência. A expansão isoentrópica do estado 3 para o estado 4 é o restante do curso de potência. Como no ciclo Otto, o ciclo é completado pelo Processo 4-1 a volume constante, no qual o calor é rejeitado pelo ar enquanto o pistão está no ponto morto inferior. Este processo substitui os processos de admissão e descarga do motor real.

Uma vez que o ciclo de ar-padrão Diesel é composto de processos internamente reversíveis, as áreas nos diagramas T–s e p–v da Fig. 9.5 podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente. No diagrama T–s, a área 2-3-a-b-2 representa o calor fornecido por unidade de massa e a área 1-4-a-b-1 é o calor rejeitado por unidade de massa. No diagrama p–v, a área 1-2-a-b-1 é o trabalho fornecido por unidade de massa durante o processo de compressão. A área 2-3-4-b-a-2 é o trabalho executado por unidade de massa conforme o pistão se move do ponto morto superior para o ponto morto inferior. A área de cada figura é o trabalho líquido obtido, que é igual ao calor líquido absorvido.

Fig. 9.5 Diagramas p–v e T–s do ciclo de ar-padrão Diesel.

ANÁLISE DO CICLO. No ciclo Diesel a adição de calor ocorre a pressão constante. Consequentemente, o Processo 2-3 envolve tanto trabalho quanto calor. O trabalho é dado por

$$\frac{W_{23}}{m} = \int_2^3 p\,dv = p_2(v_3 - v_2) \tag{9.9}$$

O calor adicionado no Processo 2-3 pode ser encontrado se aplicarmos o balanço de energia para sistema fechado

$$m(u_3 - u_2) = Q_{23} - W_{23}$$

Introduzindo a Eq. 9.9 e resolvendo para a transferência de calor, temos

$$\frac{Q_{23}}{m} = (u_3 - u_2) + p(v_3 - v_2) = (u_3 + pv_3) - (u_2 + pv_2)$$
$$= h_3 - h_2 \tag{9.10}$$

onde a entalpia específica é introduzida para simplificar a expressão. Como no ciclo Otto, o calor rejeitado no Processo 4-1 é dado por

$$\frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1$$

A eficiência térmica é a razão entre o trabalho líquido do ciclo e o calor adicionado

$$\eta = \frac{W_{ciclo}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2} \tag{9.11}$$

Da mesma forma que para o ciclo Otto, a eficiência térmica do ciclo Diesel aumenta com a taxa de compressão.

Para calcular a eficiência térmica a partir da Eq. 9.11 são necessários valores para u_1, u_4, h_2 e h_3 ou, de modo equivalente, as temperaturas nos principais estados do ciclo. Vamos considerar a seguir como essas temperaturas são calculadas. Para uma dada temperatura inicial T_1 e taxa de compressão r, a temperatura no estado 2 pode ser encontrada por meio da seguinte relação isoentrópica e dados para v_r:

$$v_{r2} = \frac{V_2}{V_1}v_{r1} = \frac{1}{r}v_{r1}$$

Para encontrar T_3, observe que a equação de estado de gás ideal simplifica-se com $p_3 = p_2$, fornecendo

$$T_3 = \frac{V_3}{V_2}T_2 = r_c T_2$$

razão de corte

onde $r_c = V_3/V_2$, chamada de ***razão de corte***, foi introduzida.

Já que $V_4 = V_1$, a razão volumétrica para o processo isoentrópico 3-4 pode ser expressa como

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2}\frac{V_2}{V_3} = \frac{V_1}{V_2}\frac{V_2}{V_3} = \frac{r}{r_c} \tag{9.12}$$

onde a taxa de compressão r e a razão de corte r_c foram introduzidas para se obter uma forma concisa.

Utilizando-se a Eq. 9.12 juntamente com v_{r3} a T_3, pode-se determinar a temperatura T_4 por interpolação, uma vez que v_{r4} seja determinado a partir da relação isoentrópica

$$v_{r4} = \frac{V_4}{V_3}v_{r3} = \frac{r}{r_c}v_{r3}$$

Em uma *análise do ar-padrão frio*, a expressão apropriada para o cálculo de T_2 é fornecida por

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = r^{k-1} \qquad \text{(constante } k\text{)}$$

A temperatura T_4 é encontrada de modo semelhante a partir de

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1} \qquad \text{(constante } k\text{)}$$

onde a Eq. 9.12 foi utilizada para substituir a razão volumétrica

EFEITO DA TAXA DE COMPRESSÃO NO DESEMPENHO. Assim como no ciclo Otto, a eficiência térmica do ciclo Diesel aumenta com o aumento da taxa de compressão. Isto pode ser apresentado

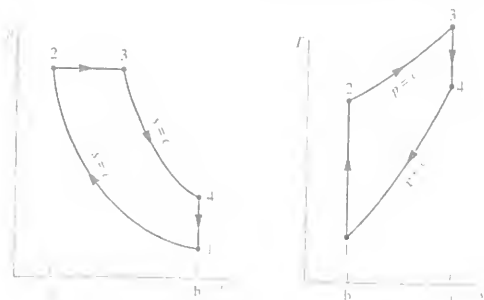
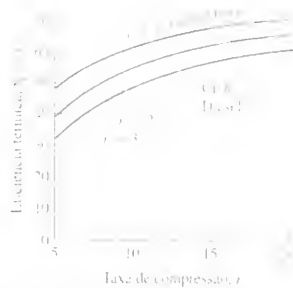



Fig. 9.6 Eficiência térmica do ciclo de ar-padrão frio Diesel, $k = 1,4$

[illegible] ar-padrão frio, a eficiência térmica do ciclo Diesel pode ser expressa como

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)}\right] \quad \text{(constante } k\text{)} \tag{9.13}$$

onde r é a taxa de compressão e r_c é a razão de corte. A dedução é deixada como exercício. Esta relação é mostrada na Fig. 9.6 para $k = 1,4$. A Eq. 9.13 para o ciclo Diesel difere da Eq. 9.8 para o ciclo Otto somente pelo termo entre parênteses, o qual para $r_c > 1$ é maior que a unidade. Assim, quando a taxa de compressão é a mesma, a eficiência térmica do ciclo de ar-padrão frio Diesel seria menor que aquela para o ciclo de ar-padrão frio Otto.

No exemplo a seguir, ilustramos a análise do ciclo de ar-padrão Diesel.

Exemplo 9.2 ANÁLISE DO CICLO DIESEL

No início do processo de compressão de um ciclo de ar-padrão Diesel que opere com uma taxa de compressão de 18, a temperatura é 300 K e a pressão é 0,1 MPa. A razão de corte para o ciclo é 2. Determine **(a)** a temperatura e a pressão ao final de cada processo do ciclo, **(b)** a eficiência térmica e **(c)** a pressão média efetiva, em MPa.

Solução

Dado: Um ciclo de ar-padrão Diesel é executado com condições especificadas no início do curso de compressão. A taxa de compressão e a razão de corte são fornecidas.

Pede-se: Determine a temperatura e a pressão ao final de cada processo, a eficiência térmica e a pressão média efetiva.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

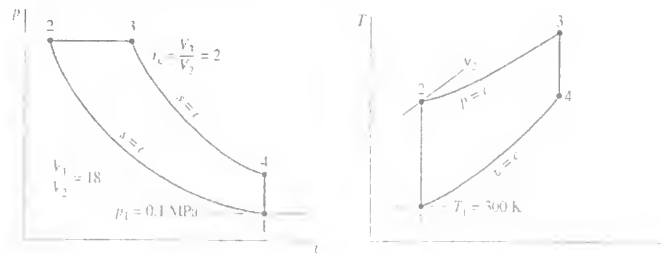



Fig. E9.2

Modelo de Engenharia:

1. O ar no conjunto cilindro-pistão é o sistema fechado.
2. Os processos de compressão e expansão são adiabáticos.
3. Todos os processos são internamente reversíveis.
4. O ar é modelado como um gás ideal.
5. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.

Análise:

(a) A análise começa pela determinação das propriedades em cada estado principal do ciclo. Com $T_1 = 300$ K, a Tabela A-22 fornece $u_1 = 214,07$ kJ/kg e $v_{r1} = 621,2$. Para o Processo 1-2 de compressão isoentrópica

$$v_{r2} = \frac{V_2}{V_1} v_{r1} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{621,2}{18} = 34,51$$

Interpolando na Tabela A-22, temos $T_2 = 898,3$ K e $h_2 = 930,98$ kJ/kg. Com a equação de estado de gás ideal

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1}\frac{V_1}{V_2} = (0,1)\left(\frac{898,3}{300}\right)(18) = 5,39 \text{ MPa}$$

A pressão no estado 2 também pode ser calculada por meio da utilização da relação isoentrópica $p_2 = p_1(p_{r2}/p_{r1})$.

Uma vez que o Processo 2-3 ocorre à pressão constante, a equação de estado de gás ideal fornece

$$T_3 = \frac{V_3}{V_2} T_2$$

Introduzindo a razão de corte $r_c = V_3/V_2$

$$T_3 = r_c T_2 = 2(898,3) = 1796,6 \text{ K}$$

A partir da Tabela A-22, $h_3 = 1999,1$ kJ/kg e $v_{r3} = 3,97$.

Para o processo de expansão isoentrópica 3-4

$$v_{r4} = \frac{V_4}{V_3} v_{r3} = \frac{V_4}{V_2}\frac{V_2}{V_3} v_{r3}$$

Introduzindo $V_4 = V_1$, a taxa de compressão r e a razão de corte r_c, temos

$$v_{r4} = \frac{r}{r_c} v_{r3} = \frac{18}{2}(3,97) = 35,73$$

Interpolando na Tabela A-22 com v_{r4}, temos $u_4 = 664,3$ kJ/kg e $T_4 = 887,7$ K. A pressão no estado 4 pode ser encontrada por meio da relação isoentrópica $p_4 = p_3(p_{r4}/p_{r3})$ ou da equação de estado de gás ideal aplicada nos estados 1 e 4. Com $V_4 = V_1$, a equação de estado de gás ideal fornece

$$p_4 = p_1 \frac{T_4}{T_1} = (0,1 \text{ MPa})\left(\frac{887,7 \text{ K}}{300 \text{ K}}\right) = 0,3 \text{ MPa}$$

(b) A eficiência térmica é encontrada por meio de

$$\eta = 1 - \frac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2}$$

$$= 1 - \frac{664,3 - 214,07}{1999,1 - 930,98} = 0,578 \ (57,8\%)$$

(c) A pressão média efetiva escrita em termos de volumes específicos é

$$\text{pme} = \frac{W_{\text{ciclo}}/m}{v_1 - v_2} = \frac{W_{\text{ciclo}}/m}{v_1(1 - 1/r)}$$

O trabalho líquido do ciclo iguala-se ao calor líquido adicionado

$$\frac{W_{\text{ciclo}}}{m} = \frac{Q_{23}}{m} - \frac{Q_{41}}{m} = (h_3 - h_2) - (u_4 - u_1)$$

$$= (1999,1 - 930,98) - (664,3 - 214,07)$$

$$= 617,9 \text{ kJ/kg}$$

O volume específico no estado 1 é

$$v_1 = \frac{(\bar{R}/M)T_1}{p_1} = \frac{\left(\frac{8314}{28,97}\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(300 \text{ K})}{10^5 \text{ N/m}^2} = 0,861 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Inserindo valores, temos

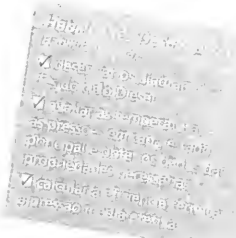
$$\text{pme} = \frac{617,9 \text{ kJ/kg}}{0,861(1 - 1/18) \text{ m}^3/\text{kg}}\left|\frac{10^3 \text{ N}\cdot\text{m}}{1 \text{ kJ}}\right|\left|\frac{1 \text{ MPa}}{10^6 \text{ N/m}^2}\right|$$

$$= 0,76 \text{ MPa}$$

Esta solução utiliza as tabelas para o ar, as quais consideram explicitamente a variação dos calores específicos com a temperatura. Observe que a Eq. 9.13 baseada na hipótese de calores específicos *constantes*, não foi utilizada para a determinação da eficiência térmica. A solução de ar-padrão frio para este exemplo é deixada como exercício.

Teste-Relâmpago

Se a massa do ar é 0,0123 kg, qual é o *volume de deslocamento* em litros?

Resposta 10 litros.

9.4 Ciclo de Ar-Padrão Dual

ciclo dual

Os diagramas de pressão-volume de motores de combustão interna reais não são bem descritos pelos ciclos Otto e Diesel. Um ciclo de ar-padrão que pode ser elaborado para melhor aproximar as variações de pressão é o *ciclo de ar-padrão dual*. O **ciclo dual** é mostrado na Fig. 9.7. Como nos ciclos Otto e Diesel, o Processo 1-2 é uma compressão isoentrópica. Porém, a adição de calor ocorre em dois passos: o Processo 2-3 é uma adição de calor a volume constante; o Processo 3-4 é uma adição de calor a pressão constante. O Processo 3-4 também constitui a primeira parte do curso de potência. A expansão isoentrópica do estado 4 ao estado 5 é o restante do ciclo de potência. Como nos ciclos Otto e Diesel, o ciclo é completado por um processo de rejeição de calor a volume constante, o Processo 5-1. As áreas nos diagramas T–s e p–v podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente, como no caso dos ciclos Otto e Diesel.

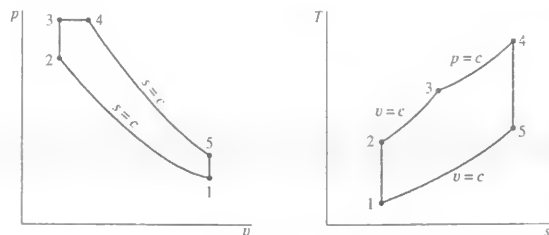



Fig. 9.7 Diagramas p–v e T–s do ciclo de ar-padrão dual.

Análise do Ciclo

Já que o ciclo dual é composto pelos mesmos tipos de processos que os ciclos Otto e Diesel, podemos simplesmente escrever as expressões apropriadas para trabalho e transferência de calor com base nos desenvolvimentos anteriores. Assim, durante o Processo 1-2 de compressão isoentrópica não há transferência de calor e o trabalho é

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1$$

Assim como para o processo correspondente no ciclo Otto, na parte a volume constante do processo de adição de calor, Processo 2-3, não há trabalho e a transferência de calor é

$$\frac{Q_{23}}{m} = u_3 - u_2$$

Na parte de pressão constante do processo de adição de calor, Processo 3-4, existe trabalho e transferência de calor, como no processo correspondente no ciclo Diesel

$$\frac{W_{34}}{m} = p(v_4 - v_3) \qquad \text{e} \qquad \frac{Q_{34}}{m} = h_4 - h_3$$

Durante o Processo 4-5 de expansão isoentrópica não há transferência de calor e o trabalho é

$$\frac{W_{45}}{m} = u_4 - u_5$$

Finalmente, o Processo 5-1 de rejeição de calor a volume constante que completa o ciclo envolve transferência de calor mas não trabalho

$$\frac{Q_{51}}{m} = u_5 - u_1$$

A eficiência térmica é a razão entre o trabalho líquido do ciclo e o *total* do calor adicionado

$$\eta = \frac{W_{\text{ciclo}}/m}{(Q_{23}/m + Q_{34}/m)} = 1 - \frac{Q_{51}/m}{(Q_{23}/m + Q_{34}/m)}$$
$$= 1 - \frac{(u_5 - u_1)}{(u_3 - u_2) + (h_4 - h_3)} \tag{9.14}$$

O exemplo a seguir fornece uma ilustração da análise de um ciclo de ar-padrão dual. A análise exibe muitas das características encontradas nos exemplos dos ciclos Otto e Diesel considerados previamente.

Exemplo 9.3 ANÁLISE DO CICLO DUAL

No início do processo de compressão de um ciclo de ar-padrão dual com uma taxa de compressão de 18, a temperatura é 300 K e a pressão é 0,1 MPa. A relação de pressão para o trecho a volume constante do processo de aquecimento é 1,5:1. A razão volumétrica para o trecho a pressão constante do processo de aquecimento é 1,2:1. Determine **(a)** a eficiência térmica e **(b)** a pressão média efetiva em MPa.

Solução

Dado: Um ciclo de ar-padrão dual é executado em um conjunto cilindro-pistão. As condições são conhecidas no início do processo de compressão e as razões volumétrica e de pressão necessárias são especificadas.

Pede-se: Determine a eficiência térmica e a pme, em MPa.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

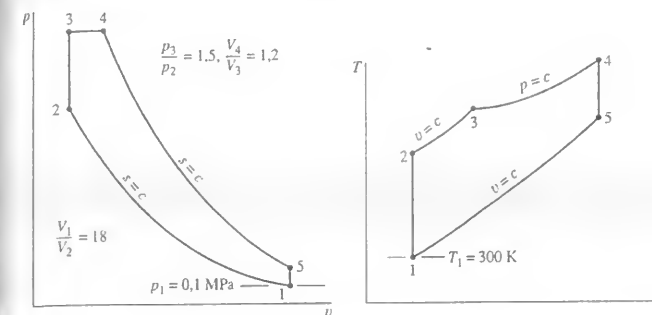



Fig. E9.3

Modelo de Engenharia:

1. O ar no conjunto cilindro-pistão é o sistema fechado.
2. Os processos de compressão e expansão são adiabáticos.
3. Todos os processos são internamente reversíveis.
4. O ar é modelado como um gás ideal.
5. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.

Análise: A análise começa pela determinação das propriedades em cada estado principal do ciclo. Os estados 1 e 2 são os mesmos do Exemplo 9.2, logo $u_1 = 214{,}07$ kJ/kg, $T_2 = 898{,}3$ K e $u_2 = 673{,}2$ kJ/kg. Já que o Processo 2-3 ocorre a volume constante, a equação de estado de gás ideal é simplificada, fornecendo

$$T_3 = \frac{p_3}{p_2}T_2 = (1{,}5)(898{,}3) = 1347{,}5 \text{ K}$$

Interpolando na Tabela A-22, obtemos $h_3 = 1452{,}6$ kJ/kg e $u_3 = 1065{,}8$ kJ/kg.

Uma vez que o Processo 3-4 ocorre a pressão constante, a equação de estado de gás ideal é simplificada e fornece

$$T_4 = \frac{V_4}{V_3}T_3 = (1{,}2)(1347{,}5) = 1617 \text{ K}$$

A partir da Tabela A-22, $h_4 = 1778{,}3$ kJ/kg e $v_{r4} = 5{,}609$.

O Processo 4-5 é uma expansão isoentrópica, logo

$$v_{r5} = v_{r4}\frac{V_5}{V_4}$$

A razão volumétrica V_5/V_4, requerida por esta equação, pode ser expressa por

$$\frac{V_5}{V_4} = \frac{V_5}{V_3}\frac{V_3}{V_4}$$

Com $V_5 = V_1$, $V_2 = V_3$ e as razões volumétricas fornecidas, temos

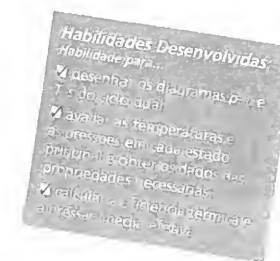
$$\frac{V_5}{V_4} = \frac{V_1}{V_2}\frac{V_3}{V_4} = 18\left(\frac{1}{1{,}2}\right) = 15$$

Inserindo este resultado na expressão anterior para v_{r5}, obtemos

$$v_{r5} = (5{,}609)(15) = 84{,}135$$

Interpolando na Tabela A-22, obtemos $u_5 = 475{,}96$ kJ/kg.

(a) A eficiência térmica é

$$\eta = 1 - \frac{Q_{51}/m}{(Q_{23}/m + Q_{34}/m)} = 1 - \frac{(u_5 - u_1)}{(u_3 - u_2) + (h_4 - h_3)}$$
$$= 1 - \frac{(475{,}96 - 214{,}07)}{(1065{,}8 - 673{,}2) + (1778{,}3 - 1452{,}6)}$$
$$= 0{,}635 \ (63{,}5\%)$$

(b) A pressão média efetiva é

$$\text{pme} = \frac{W_{ciclo}/m}{v_1 - v_2} = \frac{W_{ciclo}/m}{v_1(1 - 1/r)}$$

O trabalho líquido do ciclo iguala-se ao calor líquido adicionado, logo

$$\text{pme} = \frac{(u_3 - u_2) + (h_4 - h_3) - (u_5 - u_1)}{v_1(1 - 1/r)}$$

O volume específico no estado 1 é calculado no Exemplo 9.2 como sendo $v_1 = 0{,}861$ m³/kg. Substituindo valores na expressão anterior para a pme, temos

$$\text{pme} = \frac{[(1065{,}8 - 673{,}2) + (1778{,}3 - 1452{,}6) - (475{,}96 - 214{,}07)]\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\left|\frac{10^3\ \text{N}\cdot\text{m}}{1\ \text{kJ}}\right|\left|\frac{1\ \text{MPa}}{10^6\ \text{N/m}^2}\right|}{0{,}861(1 - 1/18)\ \text{m}^3/\text{kg}} = 0{,}56\ \text{MPa}$$

Teste-Relâmpago

Avalie a adição total de calor e o trabalho líquido do ciclo, ambos em kJ por kg de ar.

Resposta $Q_{entra}/m = 718$ kJ/kg, $W_{ciclo}/m = 456$ kJ/kg.

Energia e Meio Ambiente

O uso de motores a diesel para pequenos caminhões, veículos utilitários e carros de passeio está se tornando mais freqüente nos Estados Unidos nos últimos anos devido ao seu funcionamento operacional eficiente com o combustível. O aumento da eficiência do combustível é em parte conseguido através da utilização de motores com controles eletrônicos avançados e da tecnologia de injeção eletrônica. Tecnologias para a redução de emissões, ruídos e odores também estão fazendo dos motores a diesel uma alternativa viável aos motores a gasolina que dominam o mercado nos EUA. Apesar de os motores a diesel serem freqüentemente utilizados na Europa, nos EUA rigorosos padrões de emissão devem ser satisfeitos para particulados e óxidos de nitrogênio (NO_x) para que os pequenos motores a diesel possam ser amplamente utilizados. Encontrar essses padrões aumenta os custos e requer modelos que desafiam o mercado quanto a eficiência, ruído e emissões.

Uma das tecnologias em desenvolvimento utiliza filtros especiais para remover partículas muito pequenas na exaustão do diesel e para eliminar o odor. A remoção do NO_x tem se mostrado mais do que um desafio, pois grandes concentrações de NO_x tendem a ser produzidas em uma combustão típica do diesel rica em oxigênio a alta temperatura. Outra nova tecnologia é usar uma armadilha química que remove o NO_x durante explosões curtas nas combustões a altas temperaturas, mas requer controles complexos ar-combustível para o motor. Pesquisadores dizem que a catálise também pode ser utilizada para remover o NO_x da exaustão. Se puderem ser encontradas soluções eficazes em termos de custo, os automóveis a diesel provavelmente surgirão em muitos salões automotivos nos EUA.

Instalações de Potência com Turbinas a Gás

Esta parte do capítulo trata de instalações de potência com turbinas a gás. As turbinas a gás tendem a ser mais leves e mais compactas que as instalações de potência a vapor estudadas no Cap. 8. A relação favorável entre potência de saída e peso nas turbinas a gás torna essas turbinas adequadas para aplicações em transportes (propulsão de aeronaves, instalações de potência marítimas e assim por diante). As turbinas a gás são também comumente usadas para geração de potência estacionária.

9.5 Modelando Instalações de Potência com Turbinas a Gás

As instalações de potência com turbinas a gás podem operar tanto de modo aberto como fechado. O modo aberto retratado na Fig. 9.8*a* é mais comum. Trata-se de um motor no qual o ar atmosférico é continuamente arrastado para um compressor, onde é comprimido até uma pressão mais elevada. O ar então entra em uma câmara de combustão, ou combustor, onde é misturado com combustível, e a combustão ocorre, resultando em produtos de combustão a uma temperatura elevada. Os pro-

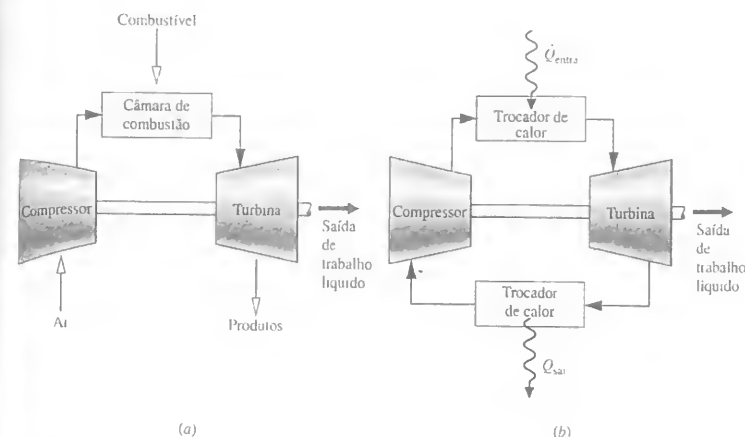



Fig. 9.8 Turbina a gás simples. (*a*) Aberta para a atmosfera. (*b*) Fechada.

dutos da combustão se expandem através da turbina e são, em seguida, descarregados nas vizinhanças. Parte do trabalho produzido é usada para acionar o compressor; o restante fica disponível para gerar eletricidade, para impulsionar um veículo ou para outros propósitos. No sistema ilustrado na Fig. 9.8*b*, o fluido de trabalho recebe um aporte de energia por transferência de calor de uma fonte externa, como, por exemplo, um reator nuclear resfriado a gás. O gás que deixa a turbina passa por um trocador de calor, onde é resfriado antes de entrar novamente no compressor.

Uma idealização freqüentemente utilizada no estudo de instalações de potência com turbinas a gás é a de uma ***análise de ar-padrão***. Na análise de ar-padrão sempre são formuladas duas hipóteses:

análise de ar-padrão: turbinas a gás

- O fluido de trabalho é o ar, o qual se comporta como um gás ideal.
- O aumento de temperatura que resultaria da combustão é realizado através de uma transferência de calor de uma fonte externa.

Com uma análise de ar-padrão evitamos tratar a complexidade do processo de combustão e a mudança de composição durante a combustão. Uma análise de ar-padrão simplifica consideravelmente o estudo de instalações de potência de turbinas a gás. Porém, os valores numéricos calculados dessa forma podem fornecer apenas indicações qualitativas do desempenho da instalação de potência. Conhece-se uma quantidade de informações sobre combustão e sobre as propriedades dos produtos de combustão (Cap. 13), o suficiente para que o estudo de turbinas a gás possa ser conduzido sem as hipóteses mencionadas. Ainda assim, poderemos aprender alguns aspectos importantes da operação de uma turbina a gás se procedermos com base na análise do ar-padrão, como se segue.

9.6 Ciclo de Ar-Padrão Brayton

Um diagrama esquemático de uma turbina a gás de ar-padrão é mostrado na Fig. 9.9. Os sentidos das principais transferências de energia são indicados na figura por setas. De acordo com as hipóteses de uma análise de ar-padrão, o aumento de temperatura que seria obtido no processo de combustão é realizado através de uma transferência de calor de uma fonte externa para o fluido de trabalho e este é considerado ar comportando-se como um gás ideal. Com as idealizações do ar-padrão, o ar entraria no compressor no estado 1 a partir das vizinhanças e mais tarde retornaria para as vizinhanças no estado 4 com uma temperatura maior do que a temperatura ambiente. Após interagir com as vizinhanças, cada unidade de massa do ar descarregado finalmente retornaria ao mesmo estado do ar que entra no compressor, de forma que podemos pensar no ar que passa através dos componentes da turbina a gás como se ocorresse um ciclo termodinâmico. Uma representação simplificada dos estados percorridos pelo ar, em um ciclo como este, pode ser imaginada considerando-se o ar de saída da turbina como retornando ao estado na entrada do compressor por intermédio de sua passagem através de um trocador de calor, onde ocorre rejeição de calor para as vizinhanças. O ciclo resultante desta idealização complementar é chamado de ***ciclo*** de ar-padrão ***Brayton***.

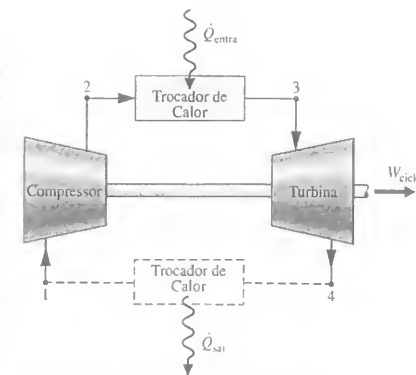



Fig. 9.9 Ciclo de ar-padrão de turbina a gás.

ciclo Brayton

9.6.1 Calculando as Transferências de Calor e Trabalho Principais

As seguintes expressões para as transferências de energia em forma de calor e trabalho que ocorrem em regime permanente são imediatamente deduzidas por simplificação dos balanços das taxas de energia e de massa do volume de controle. Essas transferências de energia são positivas nos sentidos das setas na Fig. 9.9. Supondo-se que a turbina opera adiabaticamente e com efeitos desprezíveis das energias cinética e potencial, o trabalho produzido por unidade de massa é

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \tag{9.15}$$

onde $\dot{m}$ designa a vazão em massa. Com as mesmas hipóteses, o trabalho do compressor por unidade de massa é

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \tag{9.16}$$

O símbolo $\dot{W}_c$ denota trabalho *fornecido* e assume um valor positivo. O calor adicionado ao ciclo por unidade de massa é

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}} = h_3 - h_2 \tag{9.17}$$

O calor rejeitado por unidade de massa é

$$\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}} = h_4 - h_1 \tag{9.18}$$

onde $\dot{Q}_{sai}$ é um valor positivo.

A eficiência térmica do ciclo na Fig. 9.9 é

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \tag{9.19}$$

A razão do trabalho reverso para o ciclo é

$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} \tag{9.20}$$

Para o mesmo aumento de pressão, um compressor de uma turbina a gás necessitaria de um fornecimento muito maior de trabalho por unidade de massa escoando do que a bomba de uma instalação de potência a vapor, porque o volume específico médio do gás que escoa pelo compressor seria muitas vezes maior que o do líquido que passa pela bomba (veja a discussão da Eq. 6.51b na Seção 6.13). Assim, uma parte relativamente grande do trabalho produzido pela turbina é requerida para acionar o compressor. Razões de trabalho reverso típicas para turbinas a gás variam de 40 a 80%. Em comparação, as razões de trabalho reverso para instalações de potência a vapor são normalmente 1 ou 2% apenas.

Se as temperaturas nos estados representados pelos números no ciclo forem conhecidas, as entalpias específicas requeridas pelas equações anteriores são imediatamente obtidas da tabela dos gases ideais para o ar, Tabela A-22 ou Tabela A-22E. Alternativamente, com o sacrifício de alguma precisão, a variação dos calores específicos com a temperatura pode ser ignorada e pode-se tomar os calores específicos como constantes. A análise de ar-padrão é então chamada *análise de ar-padrão frio*. Conforme ilustra a discussão anterior sobre motores de combustão interna, a principal vantagem da hipótese de calores específicos constantes é que expressões simples para quantidades, tais como eficiência térmica, podem ser deduzidas e podem ser usadas para se inferirem indicações qualitativas do desempenho do ciclo sem o envolvimento de dados tabelados.

Como as Eqs. 9.15 a 9.20 foram desenvolvidas a partir de balanços das taxas de massa e de energia, elas se aplicam igualmente quando irreversibilidades estão presentes e na ausência de irreversibilidades. Embora irreversibilidades e perdas associadas aos vários componentes da instalação de potência tenham um efeito pronunciado sobre o desempenho global, é instrutivo considerar um ciclo ideal no qual elas supostamente estão ausentes, já que um tal ciclo estabelece um limite superior para o desempenho do ciclo de ar-padrão Brayton. Este aspecto é considerado a seguir.

9.6.2 Ciclo de Ar-Padrão Ideal Brayton

Ignorando as irreversibilidades associadas à circulação do ar pelos vários componentes do ciclo Brayton, não há perda de carga por atrito e o ar escoa a pressão constante pelos trocadores de calor. Se perdas por transferência de calor para o ambiente também forem ignoradas, os processos através

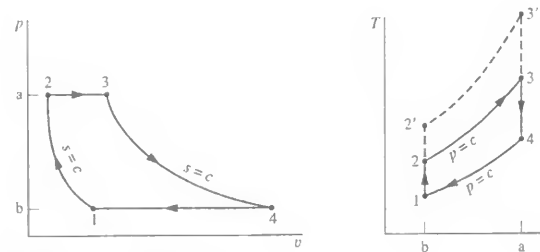



Fig. 9.10 Ciclo de ar-padrão ideal Brayton.

da turbina e do compressor são isoentrópicos. O ciclo ideal mostrado nos diagramas p–v e T–s na Fig. 9.10 é coerente com estas idealizações.

As áreas nos diagramas T–s e p–v da Fig. 9.10 podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente, por unidade de massa que escoa. No diagrama T–s, a área 2-3-a-b-2 representa o calor adicionado por unidade de massa, e a área 1-4-a-b-1 é o calor rejeitado por unidade de massa. No diagrama p–v a área 1-2-a-b-1 representa o trabalho fornecido ao compressor por unidade de massa, e a área 3-4-b-a-3 é o trabalho produzido pela turbina por unidade de massa (Seção 6.13). A área de cada figura pode ser interpretada como o trabalho líquido produzido ou, de modo equivalente, o calor líquido absorvido.

Quando os dados das tabelas de ar são usados para conduzir uma análise que envolva o ciclo Brayton ideal, as seguintes relações, baseadas na Eq. 6.41, aplicam-se aos processos isoentrópicos 1-2 e 3-4.

$$p_{r2} = p_{r1}\frac{p_2}{p_1} \tag{9.21}$$

$$p_{r4} = p_{r3}\frac{p_4}{p_3} = p_{r3}\frac{p_1}{p_2} \tag{9.22}$$

Lembre-se de que p_r é tabelada *versus* a temperatura nas Tabelas A-22. Já que o ar escoa pelos trocadores de calor do ciclo ideal a pressão constante, segue-se que $p_4/p_3 = p_1/p_2$. Esta relação foi utilizada quando escrevemos a Eq. 9.22.

Quando um ciclo Brayton ideal é analisado com base em ar-padrão frio, os calores específicos são considerados constantes. As Eqs. 9.21 e 9.22 são então substituídas, respectivamente, pelas seguintes expressões, baseadas na Eq. 6.43:

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k} \tag{9.23}$$

$$T_4 = T_3\left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{(k-1)/k} = T_3\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{(k-1)/k} \tag{9.24}$$

onde k é a razão entre calores específicos, $k = c_p/c_v$.

No próximo exemplo, ilustramos a análise de um ciclo padrão ideal Brayton e comparamos os resultados com aqueles obtidos com base em ar-padrão frio.

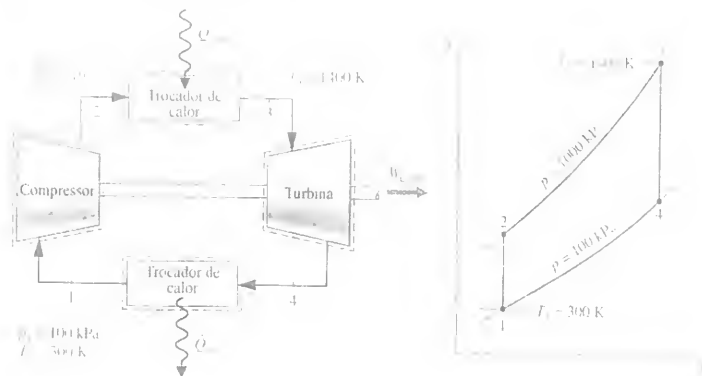
Exemplo 9.4 ANÁLISE DO CICLO IDEAL BRAYTON

Ar entra no compressor de um ciclo de ar-padrão ideal Brayton a 100 kPa, 300 K, com uma vazão volumétrica de 5 m³/s. A relação de pressão do compressor é 10. A temperatura na entrada da turbina é 1400 K. Determine **(a)** a eficiência térmica do ciclo, **(b)** a razão de trabalho reverso, **(c)** a potência *líquida* produzida, em kW.

Solução

Dado: Um ciclo de ar-padrão ideal Brayton opera com condições conhecidas relativas à entrada do compressor, à temperatura de entrada da turbina e à relação de pressão do compressor.

Pede-se: Determine a eficiência térmica, a razão de trabalho reverso e a potência *líquida* produzida, em kW.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente é analisado como um volume de controle em regime permanente. Os volumes de controle estão representados por linhas tracejadas no esboço.
2. Os processos na turbina e no compressor são isoentrópicos.
3. Não existe perda de carga nos escoamentos através dos trocadores de calor.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
5. O fluido de trabalho é modelado como um gás ideal.

Fig. E9.4

Análise: A análise começa pela determinação da entalpia específica em cada estado representado por um número no ciclo. No estado 1, a temperatura é 300 K. Da Tabela A-22, $h_1 = 300{,}19$ kJ/kg e $p_{r1} = 1{,}386$.

Já que o processo no compressor é isoentrópico, pode-se usar a seguinte relação para determinar h_2

$$p_{r2} = \frac{p_2}{p_1}p_{r1} = (10)(1{,}386) = 13{,}86$$

Então, interpolando na Tabela A-22, obtemos $h_2 = 579{,}9$ kJ/kg.

A temperatura no estado 3 é dada como sendo $T_3 = 1400$ K. Com esta temperatura, a entalpia específica no estado 3 dada pela Tabela A-22 é $h_3 = 1515{,}4$ kJ/kg. Além disso, $p_{r3} = 450{,}5$.

A entalpia específica no estado 4 é determinada através da relação isoentrópica

$$p_{r4} = p_{r3}\frac{p_4}{p_3} = (450{,}5)(1/10) = 45{,}05$$

Interpolando na Tabela A-22, obtemos $h_4 = 808{,}5$ kJ/kg.

(a) A eficiência térmica é

$$\eta = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m}) - (\dot{W}_c/\dot{m})}{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}}$$

$$= \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{(1515{,}4 - 808{,}5) - (579{,}9 - 300{,}19)}{1515{,}4 - 579{,}9}$$

$$= \frac{706{,}9 - 279{,}7}{935{,}5} = 0{,}457\ (45{,}7\%)$$

(b) O trabalho reverso é

$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} = \frac{279{,}7}{706{,}9} = 0{,}396\ (39{,}6\%)$$

(c) A potência líquida desenvolvida é

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{m}[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]$$

A avaliação da potência líquida requer o cálculo da vazão mássica $\dot{m}$, a qual pode ser determinada com a vazão volumétrica e o volume específico na entrada do compressor como se segue

$$\dot{m} = \frac{(AV)_1}{v_1}$$

Como $v_1 = (\bar{R}/M)T_1/p_1$, esta se torna

$$\dot{m} = \frac{(AV)_1 p_1}{(\bar{R}/M)T_1} = \frac{(5\ \text{m}^3/\text{s})(100 \times 10^3\ \text{N/m}^2)}{\left(\frac{8314}{28{,}97}\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(300\ \text{K})}$$

$$= 5{,}807\ \text{kg/s}$$

Finalmente,

$$\dot{W}_{ciclo} = (5{,}807\ \text{kg/s})(706{,}9 - 279{,}7)\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\left|\frac{1\ \text{kW}}{1\ \text{kJ/s}}\right| = 2481\ \text{kW}$$

1. O uso da tabela de gases ideais para o ar é mostrado nesta solução. Uma solução também pode ser desenvolvida em uma base de ar-padrão frio, na qual são considerados calores específicos constantes. Os detalhes são deixados como um exercício, mas os resultados são apresentados na tabela a seguir para comparação, considerando-se o caso $k = 1{,}4$.

Parâmetro	Análise de Ar-Padrão	Análise de Ar-Padrão Frio $k = 1{,}4$
T_2	574,1 K	579,2 K
T_4	787,7 K	725,1 K
η	0,457	0,482
bwr	0,396	0,414
$\dot{W}_{ciclo}$	2481 kW	2308 kW

2. O valor da razão de trabalho reverso neste caso de turbina a gás é significativamente maior que a razão de trabalho reverso do ciclo de potência a vapor simples do Exemplo 8.1.

Teste-Relâmpago

Determine a taxa de transferência de calor para o ar que passa pelo combustor, em kW.

Resposta 5432 kW.

EFEITO DA RELAÇÃO DE COMPRESSÃO SOBRE O DESEMPENHO. Algumas conclusões que são qualitativamente corretas para turbinas a gás reais podem ser tiradas de um estudo do ciclo Brayton ideal. A primeira dessas conclusões é que a eficiência térmica aumenta com o aumento da relação de pressão no compressor. ➡ **POR EXEMPLO...** Retornando ao diagrama *T-s* da Fig. 9.10, vemos que um aumento na relação de pressão muda o ciclo de 1-2-3-4-1 para 1-2′-3′-4-1. Uma vez que a temperatura média de adição de calor é maior neste último ciclo e ambos os ciclos têm o mesmo processo de rejeição de calor, o ciclo 1-2′-3′-4-1 teria a maior eficiência térmica. ⬅

O aumento na eficiência térmica com a relação de pressão no compressor também pode ser visto de maneira simples através do seguinte desenvolvimento, no qual o calor específico c_p e, portanto, a razão entre calores específicos k é considerado constante. Para c_p constante, a Eq. 9.19 torna-se

$$\eta = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

Ou, após rearrumarmos,

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}\left(\frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1}\right)$$

Das Eqs. 9.23 e 9.24, vistas anteriormente, $T_4/T_1 = T_3/T_2$, de modo que

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

Finalmente, substituindo a Eq. 9.23 temos

$$\eta = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(k-1)/k}} \quad (\text{ar-padrão frio, } k \text{ constante}) \qquad (9.25)$$

Por inspeção da Eq. 9.25 pode-se ver que a eficiência térmica do ciclo de ar-padrão frio Brayton ideal é uma função da relação de pressão do compressor. Essa relação é mostrada na Fig. 9.11 para $k = 1{,}4$.

Fig. 9.11 Eficiência térmica como função da relação de pressão do compressor para o ciclo ideal Brayton, $k = 1{,}4$.

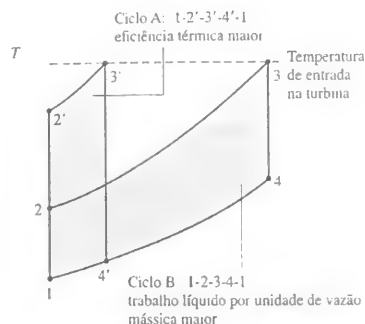



Fig. 9.12 Ciclos Brayton ideais com diferentes razões de pressão e a mesma temperatura de entrada na turbina.

Existe um limite de cerca de 1700 K (3060°R) na temperatura máxima permissível na entrada da turbina imposto por considerações metalúrgicas. Portanto, é instrutivo considerar o efeito da relação de pressão do compressor sobre a eficiência térmica quando a temperatura na entrada da turbina estiver restrita à temperatura máxima permitida. Os diagramas T–s de dois ciclos Brayton ideais, com a mesma temperatura de entrada na turbina mas diferentes razões de pressão do compressor, estão mostrados na Fig. 9.12. O ciclo A tem uma relação de pressão maior que a do ciclo B e, assim, a maior eficiência térmica. Porém, o ciclo B possui uma área maior de trabalho líquido produzido por unidade de massa que escoa. Consequentemente, para que o ciclo A desenvolva a mesma *potência* líquida que o ciclo B, seria necessária uma vazão em massa maior e isto poderia exigir um sistema maior. Estas considerações são importantes para turbinas a gás destinadas ao uso em veículos, onde o peso do motor tem que ser mantido pequeno. Para estas aplicações, é desejável operar próximo da relação de pressão do compressor que forneça o máximo trabalho por unidade de massa que escoa e não a relação de pressão para a maior eficiência térmica.

O Exemplo 9.5 traz uma ilustração da determinação da relação de pressão do compressor para um trabalho máximo por unidade de massa que escoa para o ciclo de ar-padrão frio Brayton.

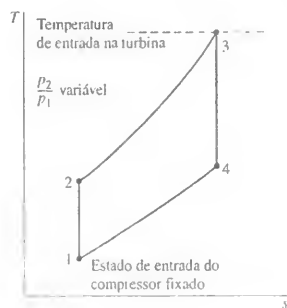
Exemplo 9.5 RELAÇÃO DE PRESSÃO DO COMPRESSOR PARA TRABALHO LÍQUIDO MÁXIMO

Determine a relação de pressão no compressor de um ciclo Brayton ideal para a produção de trabalho líquido máximo por unidade de vazão em massa se o estado na entrada do compressor e a temperatura na entrada da turbina forem fixados. Utilize uma análise de ar-padrão frio e ignore os efeitos das energias cinética e potencial. Discuta os resultados.

Solução

Dado: Um ciclo Brayton ideal opera com um estado especificado na entrada do compressor e uma temperatura de entrada na turbina dada.

Pede-se: Determine a relação de pressão no compressor para produção de trabalho líquido máximo por unidade de vazão em massa, e discuta o resultado.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

T — Temperatura de entrada na turbina — 3
$\frac{p_2}{p_1}$ variável
2 — 4
1 — Estado de entrada do compressor fixado
s

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente é analisado como um volume de controle em regime permanente.
2. Os processos na turbina e no compressor são isoentrópicos.
3. Não existe perda de carga nos escoamentos através dos trocadores de calor.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
5. O fluido de trabalho é modelado como um gás ideal.
6. O calor específico c_p e a razão entre calores específicos k são constantes.

Fig. E9.5

Análise: O trabalho líquido do ciclo por unidade de vazão em massa é

$$\frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}}{\dot{m}} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)$$

Já que c_p é constante (hipótese 6),

$$\frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}}{\dot{m}} = c_p[(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]$$

Ou, rearrumando,

$$\frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}}{\dot{m}} = c_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_3}\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} + 1 \right)$$

Substituindo as razões de temperatura T_2/T_1 e T_4/T_3 através das Eqs. 9.23 e 9.24, respectivamente, obtemos

$$\frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}}{\dot{m}} = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_3}{T_1}\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{(k-1)/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k} + 1 \right]$$

Pode-se concluir desta expressão que, para valores especificados de T_1, T_3 e c_p, o valor do trabalho líquido produzido por unidade de vazão em massa varia com a relação de pressão p_2/p_1 apenas.

Para se determinar a relação de pressão que maximiza o trabalho líquido produzido por unidade de vazão em massa, primeiro se forma a derivada

$$\frac{\partial(\dot{W}_{\text{ciclo}}/\dot{m})}{\partial(p_2/p_1)} = \frac{\partial}{\partial(p_2/p_1)}\left\{ c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_3}{T_1}\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{(k-1)/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k} + 1 \right] \right\}$$

$$= c_p T_1 \left(\frac{k-1}{k}\right)\left[\left(\frac{T_3}{T_1}\right)\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{-1/k}\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^2 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{-1/k} \right]$$

$$= c_p T_1 \left(\frac{k-1}{k}\right)\left[\left(\frac{T_3}{T_1}\right)\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{(2k-1)/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{-1/k} \right]$$

Quando a derivada parcial é igualada a zero, obtém-se a seguinte relação:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{k/[2(k-1)]}$$

Conferindo o sinal da segunda derivada, verificamos que o trabalho líquido por unidade de vazão em massa é um máximo quando essa relação é satisfeita.

Para turbinas a gás voltadas para transporte, é desejável manter o tamanho do motor pequeno. Assim, a turbina a gás deve operar próxima da relação de pressão do compressor que forneça o maior trabalho por unidade de massa escoando. Este exemplo fornece uma ilustração elementar de como a relação de pressão do compressor para o máximo trabalho líquido por unidade de massa que escoa é afetada pela condição de uma temperatura de entrada na turbina fixada.

Teste-Relâmpago

Para um ciclo Brayton de ar-padrão frio com uma temperatura de entrada no compressor de 300 K e uma temperatura máxima no ciclo de 1800 K, qual é a razão de pressão do compressor que maximiza a potência líquida de entrada por unidade de vazão em massa? Suponha $k = 1{,}4$.

Resposta 23.

9.6.3 Considerando Irreversibilidades e Perdas nas Turbinas a Gás

Os principais pontos que representam os estados de uma turbina a gás de ar-padrão podem ser mostrados de maneira mais realística como na Fig. 9.13*a*. Por causa dos efeitos de atrito dentro do compressor e da turbina, o fluido de trabalho pode sofrer aumentos de entropia específica nesses componentes. Devido ao atrito, também pode haver perdas de carga conforme o fluido passe pelos trocadores de calor. Porém, pelo fato de as perdas de carga por atrito serem fontes menos significativas de irreversibilidades, nós as ignoraremos nas discussões subsequentes e, para simplificar, mostraremos o escoamento através dos trocadores de calor como ocorrendo a pressão constante. Este comportamento é ilustrado pela Fig. 9.13*b*. As transferências de calor residuais dos componentes da instalação de potência para as vizinhanças representam perdas, mas esses efeitos geralmente são de importância secundária e também serão ignorados nas discussões posteriores.

À medida que os efeitos das irreversibilidades na turbina e no compressor ficam mais pronunciados, o

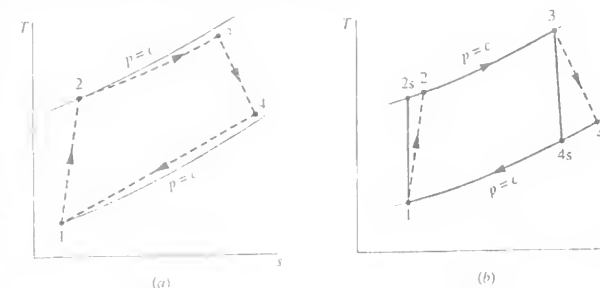



Fig. 9.13 Efeitos de irreversibilidades na turbina a gás de ar-padrão.

trabalho produzido pela turbina decresce e o trabalho fornecido ao compressor aumenta, resultando em um decréscimo acentuado no trabalho líquido da instalação de potência. Consequentemente, se a instalação tiver que produzir uma quantidade de trabalho líquido apreciável serão necessárias eficiências de turbina e de compressor relativamente altas. Após décadas de esforço de desenvolvimento, hoje é possível obter eficiências de 80 a 90% nas turbinas e nos compressores em instalações de potência com turbinas a gás. Designando-se os estados conforme indicados na Fig. 9.13*b*, as eficiências isoentrópicas da turbina e do compressor são dadas por

$$\eta_t = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m})}{(\dot{W}_t/\dot{m})_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{(\dot{W}_c/\dot{m})} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Os efeitos das irreversibilidades sobre a turbina e o compressor são importantes. Contudo, entre as irreversibilidades das instalações de potência com turbinas a gás reais, a irreversibilidade da combustão é de longe a mais importante. Uma análise de ar-padrão não permite, porém, que esta irreversibilidade seja calculada, e devem-se aplicar os métodos apresentados no Cap. 13. A irreversibilidade da combustão também é rapidamente considerada na Seção 9.10.

O Exemplo 9.6 mostra o efeito das irreversibilidades na turbina e no compressor sobre o desempenho da instalação.

Exemplo 9.6 CICLO BRAYTON COM IRREVERSIBILIDADES

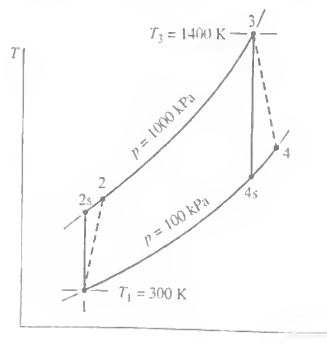
Reconsidere o Exemplo 9.4, mas inclua na análise que tanto a turbina quanto o compressor têm uma eficiência isoentrópica de 80%. Determine para o ciclo modificado **(a)** a eficiência térmica do ciclo, **(b)** a razão de trabalho reverso, **(c)** a potência *líquida* produzida, em kW.

Solução

Dado: Um ciclo de ar-padrão Brayton opera com dadas condições de entrada no compressor, temperatura de entrada da turbina dada e relação de compressão no compressor conhecida. O compressor e a turbina têm, cada qual, uma eficiência isoentrópica de 80%.

Pede-se: Determine a eficiência térmica do ciclo, a razão de trabalho reverso e a potência líquida produzida, em kW.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E9.6

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente é analisado como um volume de controle em regime permanente.
2. O compressor e a turbina são adiabáticos.
3. Não existe perda de carga nos escoamentos através dos trocadores de calor.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
5. O fluido de trabalho é modelado como um gás ideal.

Análise:

(a) A eficiência térmica é dada por

$$\eta = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m}) - (\dot{W}_c/\dot{m})}{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}}$$

Os termos de trabalho no numerador desta expressão são calculados por meio dos valores fornecidos para as eficiências isoentrópicas do compressor e da turbina, como se segue:

O trabalho da turbina por unidade de massa é

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = \eta_t\left(\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}}\right)_s$$

❶ onde η_t é a eficiência da turbina. O valor de $(\dot{W}_t/\dot{m})_s$ é determinado na solução do Exemplo 9.4 como sendo 706,9 kJ/kg. Assim,

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = 0{,}8(706{,}9) = 565{,}5 \text{ kJ/kg}$$

Para o compressor, o trabalho por unidade de massa é

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{\eta_c}$$

onde η_c é a eficiência do compressor. O valor de $(\dot{W}_c/\dot{m})_s$ é determinado na solução do Exemplo 9.4 como sendo 279,7 kJ/kg, de modo que

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = \frac{279{,}7}{0{,}8} = 349{,}6 \text{ kJ/kg}$$

A entalpia específica na saída do compressor, h_2, é necessária para o cálculo do denominador da expressão da eficiência térmica. Essa entalpia pode ser determinada ao resolvermos

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1$$

para se obter

$$h_2 = h_1 + \dot{W}_c/\dot{m}$$

Inserindo os valores conhecidos, temos

$$h_2 = 300{,}19 + 349{,}6 = 649{,}8 \text{ kJ/kg}$$

A transferência de calor para o fluido de trabalho por unidade de vazão em massa é, então,

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}} = h_3 - h_2 = 1515{,}4 - 649{,}8 = 865{,}6 \text{ kJ/kg}$$

onde h_3 é proveniente da solução do Exemplo 9.4.

Finalmente, a eficiência térmica é

$$\eta = \frac{565{,}5 - 349{,}6}{865{,}6} = 0{,}249\ (24{,}9\%)$$

(b) A razão de trabalho reverso é

$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{349{,}6}{565{,}5} = 0{,}618\ (61{,}8\%)$$

(c) A vazão mássica é a mesma do Exemplo 9.4. A potência líquida produzida pelo ciclo é, então,

❷ $$\dot{W}_{ciclo} = \left(5{,}807\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)(565{,}5 - 349{,}6)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\left|\frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kJ/s}}\right| = 1254 \text{ kW}$$

❶ A solução para este exemplo, em uma base de de ar-padrão frio, é deixada como exercício.

❷ As irreversibilidades dentro da turbina e do compressor têm um impacto significativo no desempenho das turbinas a gás. Isto pode ser visto por comparação dos resultados deste exemplo com aqueles do Exemplo 9.4. As irreversibilidades têm como resultado um aumento do trabalho de compressão e uma redução do trabalho produzido pela turbina. A razão de trabalho reverso é bastante aumentada, e a eficiência térmica significativamente reduzida.

Teste-Relâmpago

Qual deve ser a eficiência térmica e a razão de trabalho reverso se a eficiência isoentrópica da turbina for de 70%, mantendo-se a eficiência isoentrópica do compressor e os outros dados com os mesmos valores?

Resposta η = 16,8%, bwr = 70,65%

9.7 Turbinas a Gás Regenerativas

A temperatura de saída de uma turbina a gás é normalmente bem acima da temperatura ambiente. Em conseqüência, o gás quente de escape da turbina tem um potencial para uso (exergia) que seria irremediavelmente perdido se o gás fosse descarregado diretamente nas vizinhanças. Uma maneira de utilizar esse potencial é por meio de um trocador de calor chamado ***regenerador***, o qual permite que o ar que deixa o compressor seja *preaquecido* antes de entrar no combustor, reduzindo-se, dessa forma, a quantidade de combustível que deve ser queimada no combustor. O arranjo do ciclo combinado considerado na Seção 9.10 é outra maneira de se utilizar o gás quente de escape da turbina.

Um ciclo de ar-padrão Brayton, modificado para incluir um regenerador, está representado na Fig. 9.14. O regenerador mostrado é um trocador de calor em contracorrente, pelo qual o gás quente de escape da turbina e o ar mais frio que deixa o compressor passam em direções opostas. De maneira ideal, nenhuma perda de carga por atrito ocorre em qualquer uma das correntes. O gás de escape da turbina é resfriado do estado 4 ao estado y, enquanto o ar que sai do compressor é aquecido do estado 2 ao estado x. Assim, uma transferência de calor de uma fonte externa ao ciclo é necessária apenas para aumentar a temperatura do ar do estado x ao estado 3, em vez do estado 2 ao estado 3, como seria o caso sem regeneração. O calor adicionado por unidade de massa é, então, dado por

Fig. 9.14 Ciclo de ar-padrão de turbina a gás regenerativa.

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}} = h_3 - h_x \qquad (9.26)$$

O trabalho líquido produzido por unidade de vazão em massa não é alterado pela inclusão de um regenerador. Logo, já que o calor adicionado é reduzido, a eficiência térmica aumenta.

EFETIVIDADE DO REGENERADOR. Pode-se concluir da Eq. 9.26 que a transferência de calor externa requerida por uma instalação de potência a gás diminui à medida que a entalpia específica h_x aumenta e, desse modo, conforme a temperatura T_x aumenta. Evidentemente, existe um incentivo em termos de economia de combustível para que se escolha um regenerador que forneça o maior valor prático desta temperatura. Para considerar o *máximo* valor teórico de T_x, observe a Fig. 9.15, que mostra variações típicas de temperatura das correntes quente e fria de um trocador de calor em contracorrente.

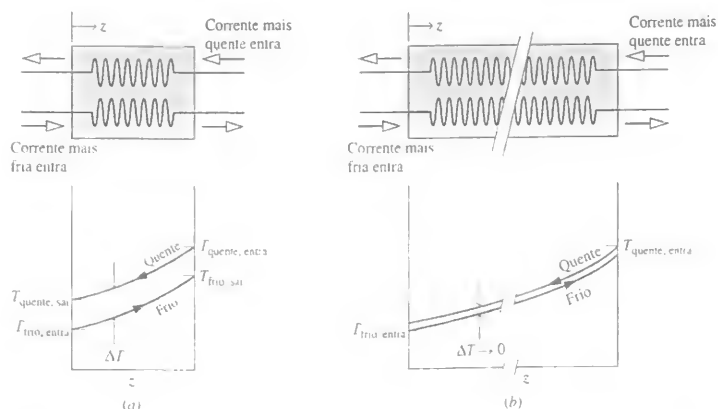



Fig. 9.15 Distribuições de temperatura em trocadores de calor em contracorrente. (a) Real (b) Reversível.

- A primeira observação refere-se à Fig. 9.15*a*. Já que uma diferença finita de temperatura é necessária para que ocorra a transferência de calor, a temperatura da corrente fria em cada posição, representada pela coordenada z, é menor que aquela da corrente quente. Em particular, a temperatura da corrente mais fria que sai do trocador de calor é menor que a temperatura da corrente quente que entra. Se a área de transferência de calor fosse aumentada, fornecendo mais oportunidade para a transferência de calor entre as duas correntes, haveria uma menor diferença de temperatura em cada posição.

- No caso-limite de uma área infinita de troca de calor, a diferença de temperatura tenderia a zero em todas as posições, como mostra a Fig. 9.15*b*, e a transferência de calor se aproximaria da situação de reversibilidade. Nesse limite, a temperatura de saída da corrente mais fria se aproximaria da temperatura da corrente quente que entra. Assim, a maior temperatura possível que poderia ser atingida pela corrente mais fria seria a temperatura do gás quente que entra.

efetividade do regenerador

Voltando ao regenerador da Fig. 9.14, podemos concluir da discussão da Fig. 9.15 que o valor teórico máximo para a temperatura T_x é a temperatura de saída da turbina T_4, obtida se o regenerador estivesse operando de modo reversível. A *efetividade do regenerador*, η_{reg}, é um parâmetro que mede o afastamento de um regenerador real em relação a tal regenerador ideal. A ***efetividade do regenerador*** é definida como a razão entre o aumento real de entalpia do ar que escoa pelo lado do compressor do regenerador e o aumento máximo teórico de entalpia. Ou seja,

$$\eta_{reg} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2} \qquad (9.27)$$

À medida que a transferência de calor se aproxima da situação reversível, h_x aproxima-se de h_4 e η_{reg} tende a 1 (100%).

Na prática, os valores típicos para a efetividade de regeneradores estão na faixa de 60 a 80%, e assim a temperatura T_x do ar que deixa o lado do compressor do regenerador está normalmente abaixo da temperatura de saída da turbina. Um aumento de temperatura acima dessa faixa pode resultar em custos de equipamento que eliminam qualquer vantagem devida à economia de combustível. Além disso, a maior área de troca de calor que seria necessária para uma maior eficiência pode resultar em significativa perda de carga por atrito para o escoamento através do regenerador, dessa forma afetando o desempenho global. A decisão de adicionar um regenerador é influenciada por considerações como estas, e a decisão final é primordialmente econômica.

No Exemplo 9.7 analisamos um ciclo de ar-padrão Brayton com regeneração e exploramos o efeito da variação da efetividade do regenerador sobre a eficiência térmica.

Exemplo 9.7 CICLO BRAYTON COM REGENERAÇÃO

Um regenerador é incorporado ao ciclo do Exemplo 9.4. **(a)** Determine a eficiência térmica para uma efetividade de 80% do regenerador. **(b)** Faça um gráfico da eficiência térmica *versus* a efetividade do regenerador na faixa de 0 a 80%.

Solução

Dado: Uma turbina a gás regenerativa opera com ar como fluido de trabalho. O estado na entrada do compressor, a temperatura de entrada da turbina e a relação de compressão do compressor são conhecidos.

Pede-se: Para uma efetividade de 80% do regenerador, determine a eficiência térmica. Faça também um gráfico da eficiência térmica *versus* a efetividade do regenerador na faixa de 0 a 80%.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

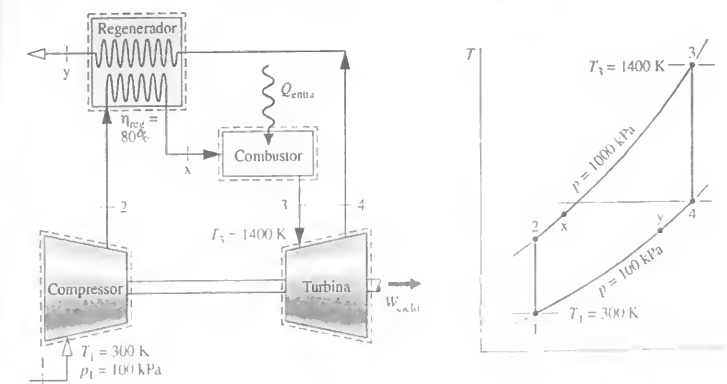



Fig. E9.7a

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente é analisado como um volume de controle em regime permanente. Os volumes de controle estão representados por linhas tracejadas no esboço.
2. Os processos no compressor e na turbina são isoentrópicos.
3. Não existe perda de carga nos escoamentos através dos trocadores de calor.
4. A efetividade do regenerador é de 80% no item (a).
5. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
6. O fluido de trabalho é modelado como um gás ideal

Análise:

(a) Os valores das entalpias específicas nos estados assinalados por números no diagrama T–s são os mesmos do Exemplo 9.4 h_1 = 300,19 kJ/kg, h_2 = 579,9 kJ/kg, h_3 = 1515,4 kJ/kg, h_4 = 808,5 kJ/kg.

Para se encontrar a entalpia específica h_x, utiliza-se a efetividade do regenerador como se segue. Por definição,

$$\eta_{reg} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2}$$

Resolvendo para h_x

$$h_x = \eta_{reg}(h_4 - h_2) + h_2$$
$$= (0,8)(808,5 - 579,9) + 579,9 = 762,8 \text{ kJ/kg}$$

Com os valores de entalpia específica aqui determinados, a eficiência térmica é

$$\eta = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m}) - (\dot{W}_c/\dot{m})}{(\dot{Q}_{entra}/\dot{m})} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_x)}$$
$$= \frac{(1515,4 - 808,5) - (579,9 - 300,19)}{(1515,4 - 762,8)}$$
$$= 0,568 \ (56,8\%)$$

(b) O código *IT* para esta solução vem a seguir, onde η_{reg} é denotado como etareg, η é eta, $\dot{W}_{comp}/\dot{m}$ é Wcomp, e assim por diante.

```
// Fix the states
T1 = 300//K
p1 = 100//kPa
h1 = h_T("Air", T1)
s1 = s_TP("Air", T1, p1)

p2 = 1000//kPa
s2 = s_TP("Air", T2, p2)
s2 = s1
h2 = h_T("Air", T2)

T3 = 1400//K
p3 = p2
h3 = h_T("Air", T3)
s3 = s_TP("Air", T3, p3)

p4 = p1
s4 = s_TP("Air", T4, p4)
s4 = s3
h4 = h_T("Air", T4)
etareg = 0,8
hx = etareg*(h4 - h2) + h2

// Thermal efficiency
Wcomp = h2 - h1
Wturb = h3 - h4
Qin = h3 - hx
eta = (Wturb - Wcomp) / Qin
```

Usando o botão **Explore**, varie etareg de 0 a 0,8 em passos de 0,01. Então, usando o botão **Graph**, obtenha o seguinte gráfico.

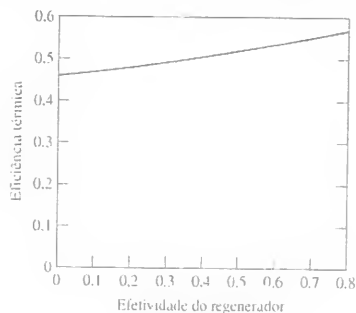



Fig. E9.7b

❶ Dos dados do computador, vemos que a eficiência térmica do ciclo aumenta de 0,456, o que está bem próximo do resultado do Exemplo 9.4 (sem regenerador), até 0,567 para uma efetividade de 80% do regenerador, o que está próximo do resultado do item (a). Essa tendência também é observada no gráfico. Observa-se que a efetividade do regenerador tem um efeito significativo sobre a eficiência térmica do ciclo.

❶ Os valores do trabalho por unidade de vazão mássica do compressor e da turbina não se modificam com a adição do regenerador. Assim, a razão de trabalho reverso e o trabalho líquido produzido não são afetados por esta modificação.

❷ Comparando-se esse valor de eficiência térmica com aquele determinado no Exemplo 9.4, fica evidente que a eficiência térmica pode ser significativamente aumentada através de regeneração.

❸ O regenerador permite a obtenção de uma melhor utilização do combustível através da transferência de uma parte da exergia dos gases quentes de escape da turbina para o ar mais frio que escoa no outro lado.

Teste-Relâmpago

Qual seria a eficiência térmica se a efetividade do regenerador fosse de 100%?

Resposta 60,4%

9.8 Turbinas a Gás Regenerativas com Reaquecimento e Inter-Resfriamento

Duas modificações da turbina a gás básica que aumentam o trabalho líquido produzido são a expansão em múltiplos estágios com *reaquecimento* e a compressão em múltiplos estágios com *inter-resfriamento*. Quando usadas em conjunto com a regeneração, essas modificações podem resultar em aumentos substanciais da eficiência térmica. Os conceitos de reaquecimento e inter-resfriamento são apresentados nesta seção.

9.8.1 Turbinas a Gás com Reaquecimento

Por razões metalúrgicas, a temperatura dos produtos de combustão gasosos que entram na turbina deve ser limitada. Pode-se controlar essa temperatura fornecendo-se ar em quantidades acima da necessária para a queima do combustível no combustor (veja o Cap. 13). Como conseqüência os gases que deixam o combustor contêm ar suficiente para suportar a combustão de combustível adicional. Algumas instalações de potência a gás tiram proveito do excesso de ar por meio de uma turbina de múltiplos estágios com um ***combustor com reaquecimento*** entre os estágios. Com esse arranjo, o trabalho líquido por unidade de massa que escoa pode ser aumentado. Vamos considerar o reaquecimento do ponto vantajoso de uma análise de ar-padrão.

reaquecimento

As características básicas de uma turbina de dois estágios com reaquecimento são mostradas através da consideração de um ciclo de ar-padrão Brayton ideal modificado, conforme mostra a Fig. 9.16. Após a expansão do estado 3 para o estado a na primeira turbina, o gás é reaquecido à pressão constante do estado a até o estado b. A expansão é então completada na segunda turbina, do estado b ao estado 4. O ciclo Brayton ideal sem reaquecimento, 1-2-3-4′-1, é mostrado no mesmo diagrama T–s para comparação. Devido ao fato de que linhas de pressão constante em um diagrama T–s divergem ligeiramente para entropias crescentes, o trabalho total da turbina de dois estágios é maior que aquele de uma única expansão do estado 3 para o estado 4′. Assim, o trabalho *líquido* do ciclo com reaquecimento é maior que aquele do ciclo sem reaquecimento. Apesar do aumento do trabalho líquido com o reaquecimento, a eficiência térmica do

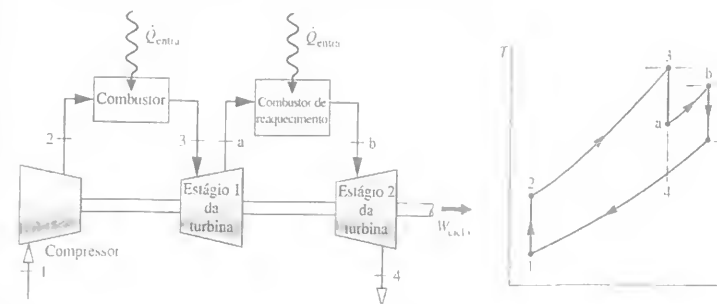



Fig. 9.16 Turbina a gás ideal com reaquecimento

ciclo não necessariamente aumentaria, porque seria exigida maior adição de calor total. Porém, a temperatura na saída da turbina é maior com do que sem reaquecimento, portanto o potencial para regeneração é aumentado.

Quando se utilizam reaquecimento e regeneração conjuntamente, a eficiência térmica pode aumentar de modo significativo. O exemplo a seguir fornece uma ilustração.

Exemplo 9.8 CICLO DE BRAYTON COM REAQUECIMENTO E REGENERAÇÃO

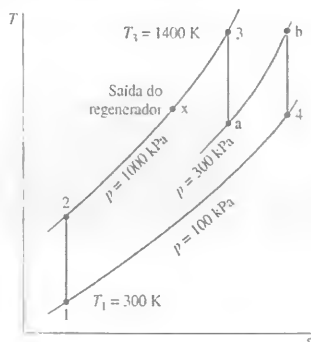
Considere uma modificação no ciclo do Exemplo 9.4 que envolva reaquecimento e regeneração. O ar entra no compressor a 100 kPa, 300 K e é comprimido até 1000 kPa. A temperatura na entrada do primeiro estágio da turbina é 1400 K. A expansão ocorre isoentropicamente em dois estágios, com reaquecimento até 1400 K entre os estágios com pressão constante de 300 kPa. Um regenerador que tem uma eficiência de 100% também é incorporado ao ciclo. Determine a eficiência térmica.

Solução

Dado: Um ciclo de ar-padrão de turbina a gás ideal opera com reaquecimento e regeneração. As temperaturas e as pressões nos estados principais são especificadas.

Pede-se: Determine a eficiência térmica.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E9.8

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente da instalação de potência é analisado como um volume de controle em regime permanente.
2. Os processos no compressor e na turbina são isoentrópicos.
3. Não existe perda de carga nos escoamentos através dos trocadores de calor.
4. A efetividade do regenerador é de 100%.
5. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
6. O fluido de trabalho é modelado como um gás ideal.

Análise: Iniciaremos pela determinação das entalpias específicas nos principais estados do ciclo. Os estados 1, 2 e 3 são os mesmos do Exemplo 9.4: h_1 = 300,19 kJ/kg, h_2 = 579,9 kJ/kg, h_3 = 1515,4 kJ/kg. A temperatura do estado b é a mesma do estado 3, logo $h_b = h_3$.

Já que o primeiro processo na turbina é isoentrópico, pode-se determinar a entalpia no estado a usando-se os dados para p_r da Tabela A-22 e a relação

$$p_{ra} = p_{r3}\frac{p_a}{p_3} = (450{,}5)\frac{300}{1000} = 135{,}15$$

Interpolando na Tabela A-22, obtemos h_a = 1095,9 kJ/kg.

O segundo processo na turbina também é isoentrópico, de modo que a entalpia no estado 4 pode ser determinada de maneira análoga. Assim,

$$p_{r4} = p_{rb}\frac{p_4}{p_b} = (450{,}5)\frac{100}{300} = 150{,}17$$

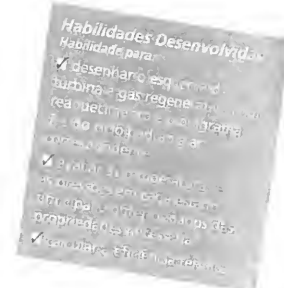
Interpolando na Tabela A-22, obtemos h_4 = 1127,6 kJ/kg. Já que a eficiência do regenerador é de 100%, $h_x = h_4$ = 1127,6 kJ/kg.

O cálculo da eficiência térmica deve levar em consideração o trabalho no compressor, o trabalho em *cada* turbina e o calor *total* adicionado. Assim, em uma base de massa unitária,

$$\eta = \frac{(h_3 - h_a) + (h_b - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_x) + (h_b - h_a)}$$

$$= \frac{(1515{,}4 - 1095{,}9) + (1515{,}4 - 1127{,}6) - (579{,}9 - 300{,}19)}{(1515{,}4 - 1127{,}6) + (1515{,}4 - 1095{,}9)}$$

$$= 0{,}654\ (65{,}4\%)$$

Habilidades Desenvolvidas

❶ Comparando esse valor com a eficiência térmica determinada no item (a) do Exemplo 9.4, podemos concluir que o uso de reaquecimento em conjunto com regeneração pode resultar em um aumento substancial da eficiência térmica.

Teste-Relâmpago

Qual é o percentual do total da adição de calor que ocorre no processo de reaquecimento?

Resposta 52%.

9.8.2 Compressão com Inter-Resfriamento

O trabalho líquido produzido por uma turbina a gás também pode ser aumentado ao reduzir-se o trabalho fornecido ao compressor. Isto pode ser obtido através da compressão em múltiplos estágios com inter-resfriamento. Esta discussão fornece uma introdução a este tópico.

Consideremos inicialmente o trabalho fornecido a compressores em regime permanente, supondo que as irreversibilidades estão ausentes e as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis. O diagrama *p–v* da Fig. 9.17 mostra dois possíveis caminhos para a compressão de um estado especificado 1 até uma pressão final especificada p_2. O caminho 1-2′ é para uma compressão adiabática. O caminho 1-2 corresponde a uma compressão com transferência de calor *do* fluido de trabalho para as vizinhanças. A área à esquerda de cada curva é igual à *magnitude* do trabalho por unidade de massa do respectivo processo (veja a Seção 6.13). A área menor à esquerda do Processo 1-2 indica que o trabalho desse processo é menor que o da compressão adiabática de 1 para 2′. Isto sugere que resfriar um gás *durante* a compressão é vantajoso em termos de necessidade de fornecimento de trabalho.

Fig. 9.17 Processos de compressão internamente reversíveis entre duas pressões fixadas.

Embora resfriar um gás *à medida que ele é comprimido* reduza o trabalho, na prática é difícil obter uma taxa de transferência de calor grande o suficiente para efetuar uma redução significativa do trabalho. Uma alternativa prática é separar as interações de calor e trabalho em processos distintos, permitindo que a compressão ocorra em estágios com trocadores de calor, chamados ***inter-resfriadores***, que resfriam o gás entre os estágios. A Fig. 9.18 ilustra um compressor de dois estágios com inter-resfriamento. Os diagramas *p–v* e *T–s* que acompanham a figura mostram os estados de processos internamente reversíveis:

inter-resfriamento

- O Processo 1-c representa uma compressão isoentrópica do estado 1 para o estado c, onde a pressão é p_i.
- No Processo c-d o gás é resfriado a pressão constante da temperatura T_c para T_d.
- O Processo d-2 é uma compressão isoentrópica até o estado 2.

O trabalho fornecido por unidade de vazão mássica é representado no diagrama *p–v* pela área sombreada 1-c-d-2-a-b-1. Sem o inter-resfriamento, o gás seria comprimido isoentropicamente em um único estágio do estado 1 para o estado 2′ e o trabalho seria representado pela área 1-2′-a-b-1. A área hachurada no diagrama *p–v* representa a redução do trabalho que seria obtida com o inter-resfriamento.

Alguns compressores grandes têm vários estágios de compressão com inter-resfriamento entre os estágios. A determinação do número de estágios e as condições nas quais operar os vários inter-resfriadores são um problema de otimização. O uso de compressão em múltiplos estágios com inter-resfriamento em uma instalação de potência a gás aumenta o trabalho líquido produzido através da redução do trabalho de compressão. Porém, a compressão com inter-resfriamento, por si só, não aumentaria necessariamente a eficiência térmica de uma turbina a gás, porque a temperatura de admissão do ar no combustor seria reduzida (compare as temperaturas dos estados 2′ e 2 no diagrama *T–s* da Fig. 9.18). Uma temperatura mais baixa na entrada do combustor exigiria uma transferência de calor adicional para atingir a temperatura de entrada desejada na turbina. No entanto, a temperatura mais baixa na saída do compressor

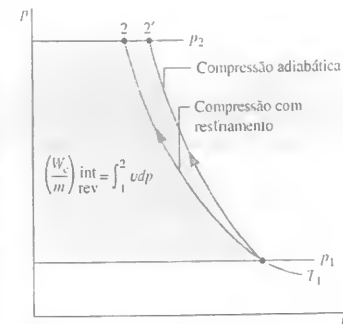
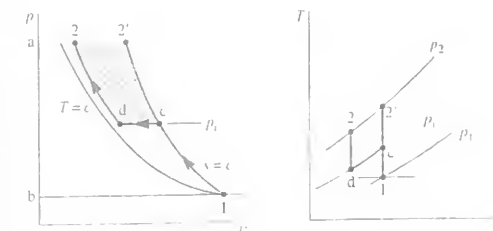
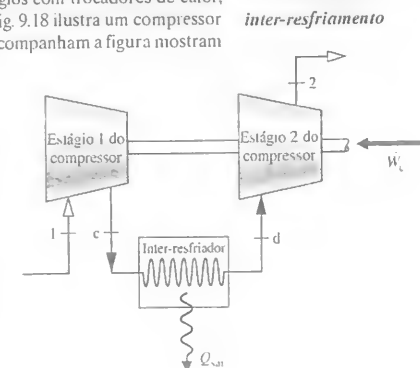



Fig. 9.18 Compressão em dois estágios com inter-resfriamento.

aumenta o potencial para regeneração, de modo que, quando o inter-resfriamento é usado em conjunto com a regeneração, pode resultar em aumento apreciável da eficiência térmica.

No próximo exemplo, analisamos um compressor de dois estágios com inter-resfriamento entre os estágios. Os resultados são comparados com aqueles relativos a um único estágio de compressão.

Exemplo 9.9 COMPRESSÃO COM INTER-RESFRIAMENTO

Ar é comprimido de 100 kPa, 300 K até 1000 kPa em um compressor de dois estágios com inter-resfriamento entre os estágios. A pressão do inter-resfriador é 300 kPa. Antes de entrar no segundo estágio do compressor, o ar é resfriado de volta para 300 K no inter-resfriador. Cada estágio do compressor é isoentrópico. Para operação em regime permanente e variações desprezíveis das energias cinética e potencial desde a entrada até a saída, determine **(a)** a temperatura na saída do segundo estágio do compressor e **(b)** o trabalho total fornecido ao compressor por unidade de fluxo de massa. **(c)** Repita os cálculos para um único estágio de compressão desde o estado de entrada fornecido até a pressão final.

Solução

Dado: Ar é comprimido em regime permanente em um compressor de dois estágios com inter-resfriamento entre os estágios. As pressões e as temperaturas de operação são fornecidas.

Pede-se: Determine a temperatura na saída do segundo estágio de compressão e o trabalho total fornecido por unidade de fluxo de massa. Repita para um único estágio de compressão.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

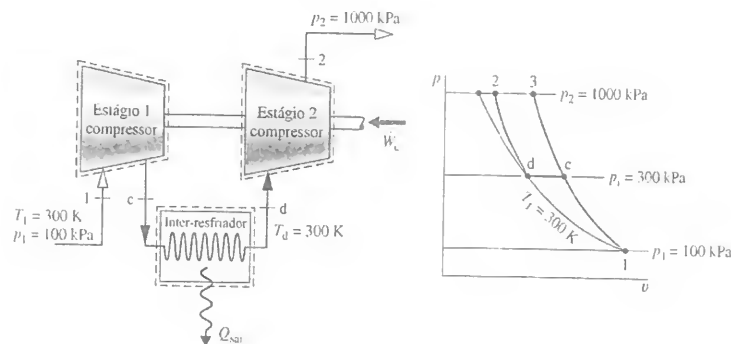



Fig. E9.9

Modelo de Engenharia:

1. Os estágios do compressor e o inter-resfriador são analisados como volumes de controle em regime permanente. Os volumes de controle são representados por linhas tracejadas na figura.
2. Os processos de compressão são isoentrópicos.
3. Não existe perda de carga no escoamento através do inter-resfriador.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
5. O ar é modelado como um gás ideal.

Análise:

(a) A temperatura na saída do segundo estágio do compressor, T_2, pode ser encontrada por meio da seguinte relação para o processo isoentrópico d-2:

$$p_{r2} = p_{rd}\frac{p_2}{p_d}$$

Com p_{rd} a T_d = 300 K da Tabela A-22, p_2 = 1000 kPa e p_d = 300 kPa,

$$p_{r2} = (1{,}386)\frac{1000}{300} = 4{,}62$$

Interpolando na Tabela A-22, obtemos T_2 = 422 K e h_2 = 423,8 kJ/kg.

(b) O trabalho total fornecido por unidade de fluxo de massa é a soma dos trabalhos fornecidos nos dois estágios. Ou seja,

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = (h_c - h_1) + (h_2 - h_d)$$

Da Tabela A-22 com T_1 = 300 K, h_1 = 300,19 kJ/kg. Já que $T_d = T_1$, h_d = 300,19 kJ/kg. Para achar h_c, use os dados de p_r da Tabela A-22 junto com p_1 = 100 kPa e p_c = 300 kPa para escrever

$$p_{rc} = p_{r1}\frac{p_c}{p_1} = (1{,}386)\frac{300}{100} = 4{,}158$$

Interpolando na Tabela A-22, obtemos h_c = 411,3 kJ/kg. Assim, o trabalho total do compressor por unidade de massa é

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = (411{,}3 - 300{,}19) + (423{,}8 - 300{,}19) = 234{,}7 \text{ kJ/kg}$$

(c) Para um único estágio isoentrópico de compressão, o estado de saída seria o estado 3 mostrado no diagrama p-v. A temperatura nesse estado pode ser determinada por meio de

$$p_{r3} = p_{r1}\frac{p_3}{p_1} = (1{,}386)\frac{1000}{100} = 13{,}86$$

Interpolando na Tabela A-22, obtemos T_3 = 574 K e h_3 = 579,9 kJ/kg.

O trabalho fornecido a um único estágio de compressão é então

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_3 - h_1 = 579{,}9 - 300{,}19 = 279{,}7 \text{ kJ/kg}$$

Este cálculo confirma que, com uma compressão em dois estágios e inter-resfriamento, uma quantidade de trabalho menor é exigida do que com um único estágio de compressão. No entanto, com inter-resfriamento é obtida uma temperatura do gás muito menor na saída do compressor.

Teste-Relâmpago

Para este caso, qual é o percentual de redução do trabalho do compressor com dois estágios de compressão e inter-resfriamento, comparado à situação com um único estágio de compressão?

Resposta 16,1%.

Retornando à Fig. 9.18, o tamanho da área hachurada no diagrama p–v representando a redução de trabalho com o inter-resfriamento depende tanto da temperatura T_d na saída do inter-resfriador como da pressão do inter-resfriador, p_i. Selecionando-se apropriadamente T_d e p_i, o trabalho total fornecido ao compressor pode ser minimizado. Por exemplo, se a pressão p_i for especificada, o trabalho fornecido diminuirá (a área hachurada aumentará) à medida que a temperatura T_d se aproximar de T_1, a temperatura na entrada do compressor. Para o ar que esta sendo admitido no compressor a partir das vizinhanças, T_1 será a temperatura-limite que pode ser atingida no estado d através de transferência de calor apenas com as vizinhanças. Além disso, para um valor especificado da temperatura T_d, pode-se selecionar a pressão p_i de modo que o trabalho total fornecido seja um mínimo (a área hachurada é máxima).

O Exemplo 9.10 fornece uma ilustração da determinação da pressão do inter-resfriador para um trabalho total mínimo por meio da análise de ar-padrão.

Exemplo 9.10 PRESSÃO NO INTER-RESFRIADOR PARA TRABALHO MÍNIMO NO COMPRESSOR

Se o estado de entrada e a pressão de saída forem especificados para um compressor de dois estágios que opere em regime permanente, mostre que o trabalho total mínimo fornecido ao compressor é exigido quando a relação de pressão for a mesma em cada estágio. Use uma análise de ar-padrão frio considerando que cada processo de compressão é isoentrópico, que não existe perda de carga através do inter-resfriador e que a temperatura na entrada de cada estágio do compressor é a mesma. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados.

Solução

Dado: Um compressor de dois estágios com inter-resfriamento opera em regime permanente com condições especificadas.

Pede-se: Mostre que é exigido o fornecimento do trabalho total mínimo quando a relação de pressão for a mesma em cada estágio.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

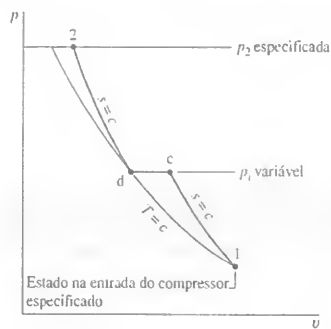



Fig. E9.10

Modelo de Engenharia:

1. Os estágios do compressor e o inter-resfriador são analisados como volumes de controle em regime permanente.
2. Os processos de compressão são isoentrópicos.
3. Não existe perda de carga no escoamento através do inter-resfriador.
4. A temperatura na entrada de ambos os estágios do compressor é a mesma.
5. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
6. O fluido de trabalho é ar modelado como um gás ideal.
7. O calor específico c_p e a razão entre calores específicos k são constantes.

Análise: O trabalho total fornecido ao compressor por unidade de fluxo de massa é

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = (h_c - h_1) + (h_2 - h_d)$$

Já que c_p é constante,

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = c_p(T_c - T_1) + c_p(T_2 - T_d)$$

Com $T_d = T_1$ (hipótese 4), esta expressão fica, após rearrumarmos,

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = c_p T_1\left(\frac{T_c}{T_1} + \frac{T_2}{T_1} - 2\right)$$

Uma vez que os processos de compressão são isoentrópicos e a razão entre calores específicos k é constante, as razões de pressão e temperatura nos estágios do compressor estão relacionadas, respectivamente, por

$$\frac{T_c}{T_1} = \left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{(k-1)/k} \quad \text{e} \quad \frac{T_2}{T_d} = \left(\frac{p_2}{p_i}\right)^{(k-1)/k}$$

Na segunda dessas equações, $T_d = T_1$ pela hipótese 4

Simplificando os resultados,

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = c_p T_1\left[\left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{(k-1)/k} + \left(\frac{p_2}{p_i}\right)^{(k-1)/k} - 2\right]$$

Assim, para T_1, p_1, p_2 e c_p especificados, o trabalho total fornecido ao compressor varia apenas com a pressão do inter-resfriador. Para determinar a pressão p_i que minimiza o trabalho total, forme a derivada

$$\frac{\partial(\dot{W}_c/\dot{m})}{\partial p_i} = \frac{\partial}{\partial p_i}\left\{c_p T_1\left[\left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{(k-1)/k} + \left(\frac{p_2}{p_i}\right)^{(k-1)/k} - 2\right]\right\}$$

$$= c_p T_1\left(\frac{k-1}{k}\right)\left[\left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{-1/k}\left(\frac{1}{p_1}\right) + \left(\frac{p_2}{p_i}\right)^{-1/k}\left(-\frac{p_2}{p_i^2}\right)\right]$$

$$= c_p T_1\left(\frac{k-1}{k}\right)\frac{1}{p_i}\left[\left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{(k-1)/k} - \left(\frac{p_2}{p_i}\right)^{(k-1)/k}\right]$$

Quando a derivada parcial é igualada a zero, obtém-se a relação desejada

$$\frac{p_i}{p_1} = \frac{p_2}{p_i}$$

Verifica-se que o trabalho do compressor é mínimo, ao se olhar o sinal da segunda derivada.

❶ Esta relação é para um compressor de dois estágios. Relações apropriadas para compressores de múltiplos estágios devem ser obtidas de maneira análoga.

Teste-Relâmpago

O ar entra em um compressor de dois estágios ideal com um inter-resfriamento a 100 kPa. A razão total de pressão do compressor é 12. Que pressão, em bar, minimizaria o trabalho total de entrada necessário?

Resposta 3,464 bar.

9.8.3 Reaquecimento e Inter-Resfriamento

O reaquecimento entre estágios de turbina e o inter-resfriamento entre estágios de compressor fornecem duas vantagens importantes: o trabalho líquido produzido é aumentado e o potencial para regeneração também. Em conseqüência, quando reaquecimento e inter-resfriamento são usados juntamente com regeneração, pode-se obter uma melhora substancial no desempenho. Um arranjo em que se incorporam reaquecimento, inter-resfriamento e regeneração é mostrado na Fig. 9.19. Essa turbina a gás possui dois estágios de compressão e dois estágios de turbina. O diagrama T–s que acompanha a figura é desenhado para indicar as irreversibilidades no compressor e nos estágios da turbina. As perdas de carga que ocorreriam à medida que o fluido de trabalho passasse pelo inter-resfriador, pelo regenerador e pelos combustores não são mostradas.

O Exemplo 9.11 ilustra a análise de uma turbina a gás regenerativa com inter-resfriamento e reaquecimento.

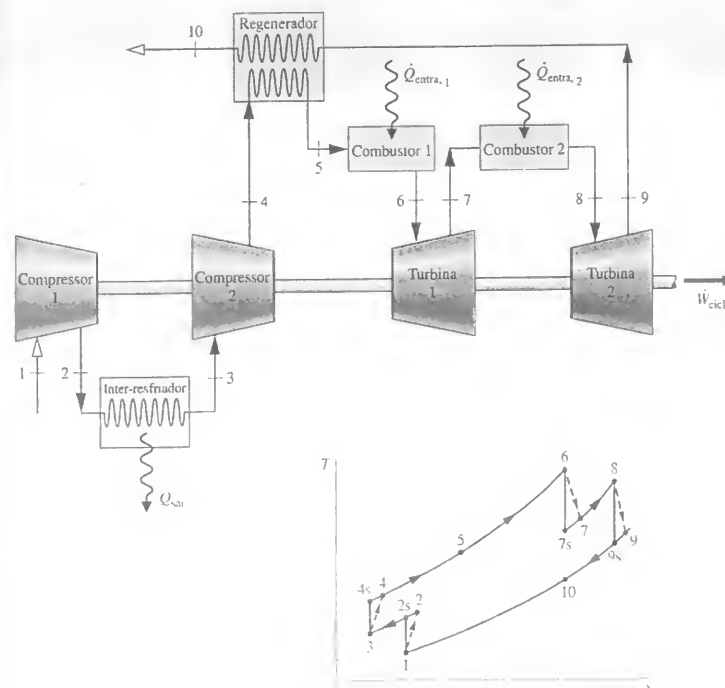



Fig. 9.19 Turbina a gás regenerativa com inter-resfriamento e reaquecimento.

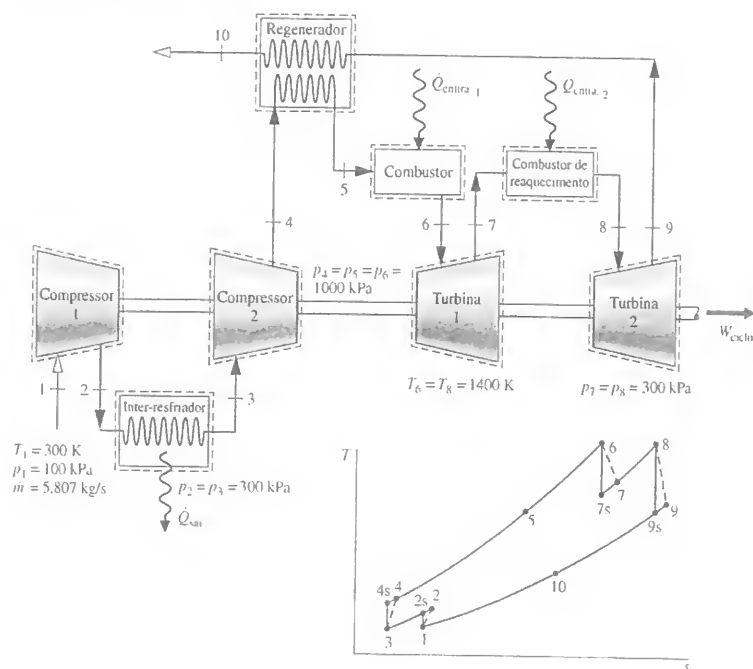
Exemplo 9.11 TURBINA A GÁS REGENERATIVA COM INTER-RESFRIAMENTO E REAQUECIMENTO

Uma turbina a gás regenerativa com inter-resfriamento e reaquecimento opera em regime permanente. Entra ar no compressor a 100 kPa, 300 K, com uma vazão em massa de 5,807 kg/s. A relação de pressão através do compressor de dois estágios é 10. A relação de pressão através da turbina de dois estágios também é 10. O inter-resfriador e o reaquecedor operam, ambos, a 300 kPa. A temperatura na entrada dos estágios da turbina é 1400 K. A temperatura na entrada do segundo estágio do compressor é 300 K. A eficiência isoentrópica de cada estágio do compressor e da turbina é 80%. A eficiência do regenerador é 80%. Determine **(a)** a eficiência térmica, **(b)** a razão de trabalho reverso, **(c)** a potência líquida produzida, em kW.

Solução

Dado: Uma turbina a gás regenerativa de ar-padrão com inter-resfriamento e reaquecimento opera em regime permanente. As pressões e as temperaturas de operação são especificadas. As eficiências isoentrópicas da turbina e do compressor são dadas e a efetividade do regenerador é conhecida.

Pede-se: Determine a eficiência térmica, a razão de trabalho reverso e a potência líquida produzida, em kW.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente é analisado como um volume de controle em regime permanente. Os volumes de controle estão representados por linhas tracejadas no esboço.
2. Não existe perda de carga nos escoamentos através dos trocadores de calor.
3. O compressor e a turbina são adiabáticos.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
5. O fluido de trabalho é ar modelado como um gás ideal.

Fig. E9.11

Análise: Vamos começar listando as entalpias específicas nos principais estados desse ciclo. As entalpias nos estados 1, 2s, 3 e 4s são obtidas da solução do Exemplo 9.9, onde esses estados estão designados por 1, c, d e 2, respectivamente. Assim, $h_1 = h_3 = 300{,}19$ kJ/kg, $h_{2s} = 411{,}3$ kJ/kg, $h_{4s} = 423{,}8$ kJ/kg.

As entalpias específicas nos estados 6, 7s, 8 e 9s são obtidas da solução do Exemplo 9.8, onde estes estados são designados por 3, a, b e 4, respectivamente. Assim, $h_6 = h_8 = 1515{,}4$ kJ/kg, $h_{7s} = 1095{,}9$ kJ/kg, $h_{9s} = 1127{,}6$ kJ/kg.

A entalpia específica no estado 4 pode ser determinada por meio da eficiência isoentrópica do segundo estágio do compressor

$$\eta_c = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

Resolvendo para h_4, temos

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_c} = 300{,}19 + \left(\frac{423{,}8 - 300{,}19}{0{,}8}\right)$$
$$= 454{,}7 \text{ kJ/kg}$$

Analogamente, a entalpia específica no estado 2 é $h_2 = 439{,}1$ kJ/kg.

A entalpia específica no estado 9 pode ser determinada por meio da eficiência isoentrópica do segundo estágio da turbina

$$\eta_t = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}}$$

Resolvendo para h_9, temos

$$h_9 = h_8 - \eta_t(h_8 - h_{9s}) = 1515{,}4 - 0{,}8(1515{,}4 - 1127{,}6)$$
$$= 1205{,}2 \text{ kJ/kg}$$

Do mesmo modo, a entalpia específica no estado 7 é $h_7 = 1179{,}8$ kJ/kg.

A entalpia específica no estado 5 pode ser determinada por meio da eficiência do regenerador

$$\eta_{reg} = \frac{h_5 - h_4}{h_9 - h_4}$$

Resolvendo para h_5, temos

$$h_5 = h_4 + \eta_{reg}(h_9 - h_4) = 454{,}7 + 0{,}8(1205{,}2 - 454{,}7)$$
$$= 1055{,}1 \text{ kJ/kg}$$

(a) A eficiência térmica deve levar em conta o trabalho de ambos os estágios da turbina, o trabalho de ambos os estágios do compressor e o calor total adicionado. O trabalho total da turbina por unidade de vazão mássica é

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = (h_6 - h_7) + (h_8 - h_9)$$
$$= (1515{,}4 - 1179{,}8) + (1515{,}4 - 1205{,}2) = 645{,}8 \text{ kJ/kg}$$

O trabalho total fornecido ao compressor por unidade de vazão mássica é

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = (h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)$$
$$= (439{,}1 - 300{,}19) + (454{,}7 - 300{,}19) = 293{,}4 \text{ kJ/kg}$$

O calor total adicionado por unidade de vazão mássica é

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}} = (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7)$$
$$= (1515{,}4 - 1055{,}1) + (1515{,}4 - 1179{,}8) = 795{,}9 \text{ kJ/kg}$$

Calculando a eficiência térmica, temos

$$\eta = \frac{645{,}8 - 293{,}4}{795{,}9} = 0{,}443\ (44{,}3\%)$$

(b) A razão de trabalho reverso é

$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{293{,}4}{645{,}8} = 0{,}454\ (45{,}4\%)$$

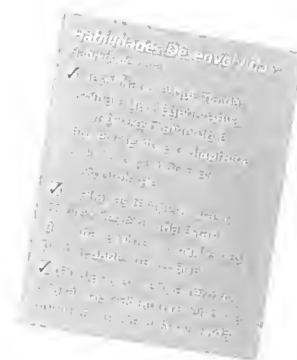
(c) A potência líquida produzida é

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{m}(\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_c/\dot{m})$$
$$= \left(5{,}807\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)(645{,}8 - 293{,}4)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\left|\frac{1 \text{ kJ/s}}{1 \text{ kW}}\right| = 2046 \text{ kW}$$

❶ Comparando-se os valores para a eficiência térmica, a razão de trabalho reverso e a potência líquida deste exemplo com os valores correspondentes no Exemplo 9.6, fica evidente que o desempenho de instalações de potência a gás pode aumentar significativamente se o reaquecimento e o inter-resfriamento forem acoplados à regeneração.

Teste-Relâmpago

Usando os resultados dos itens (a) e (c), determine a taxa total de adição de calor ao ciclo, em kW.

Resposta 4619 kW.

9.9 Turbinas a Gás para Propulsão de Aeronaves

motor turbojato

efeito pistão

pós-queimador

As turbinas a gás são particularmente adequadas para a propulsão de aeronaves devido à sua razão potência-por-peso favorável. O ***motor turbojato*** costuma ser usado para esse propósito. Como ilustra a Fig. 9.20, esse tipo de motor consiste em três seções principais: o difusor, o gerador de gás e o bocal. O difusor colocado antes do compressor desacelera o ar de admissão com relação ao motor. Um aumento de pressão conhecido como ***efeito pistão*** está associado a essa desaceleração. A seção do gerador de gás consiste em um compressor, um combustor e uma turbina, com as mesmas funções que os componentes correspondentes de uma instalação de potência a gás. Em um motor turbojato, porém, a potência de saída da turbina precisa ser suficiente apenas para acionar o compressor e os equipamentos auxiliares. Os gases deixam a turbina a uma pressão significativamente maior que a pressão atmosférica e se expandem pelo bocal até uma velocidade alta antes de serem descarregados na vizinhança. A variação global na velocidade dos gases em relação ao motor dá origem à força propulsora, ou empuxo. Alguns turbojatos são equipados com um ***pós-queimador***, como ilustra a Fig. 9.21. Este é essencialmente um equipamento de reaquecimento no qual uma quantidade adicional de combustível é injetada no gás que está deixando a turbina e queimada, produzindo na entrada do bocal uma temperatura mais alta do que seria obtida de outra maneira. Como conseqüência, é atingida uma maior velocidade de saída do bocal, resultando em aumento do empuxo.

ANÁLISE DO TURBOJATO. O diagrama T–s dos processos em um motor turbojato ideal é mostrado na Fig. 9.20*b*. De acordo com as hipóteses de uma análise de ar-padrão, o fluido de trabalho é o ar modelado como um gás ideal. Os processos no difusor, no compressor, na turbina e no bocal são isoentrópicos, e o combustor opera a pressão constante.

- O Processo isoentrópico a-1 mostra o aumento de pressão que ocorre no difusor à medida que o ar desacelera ao passar por este componente.
- O Processo 1-2 é uma compressão isoentrópica.
- O Processo 2-3 é uma adição de calor a pressão constante.
- O Processo 3-4 é uma expansão isoentrópica através da turbina durante a qual o trabalho é produzido.
- O Processo 4-5 é uma expansão isoentrópica, através do bocal, na qual o ar se acelera e a pressão diminui.

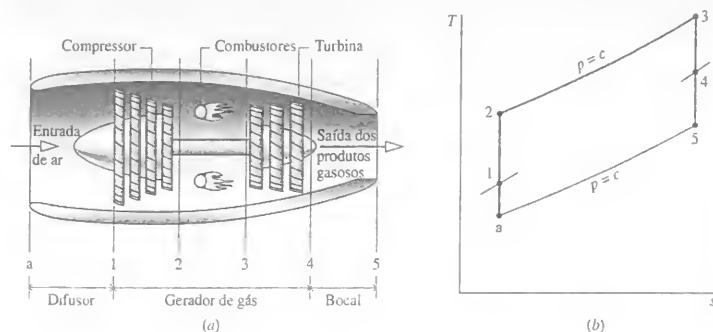



Fig. 9.20 Esquema do motor turbojato e seu diagrama T–s ideal.

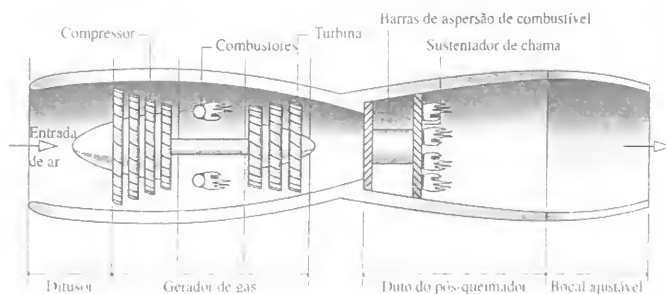



Fig. 9.21 Esquema de um motor turbojato com pós-queimador.

Devido a irreversibilidades em um motor real, ocorreriam aumentos de entropia no difusor, no compressor, na turbina e no bocal. Além disso, haveria uma perda de carga através do combustor do motor real. Mais detalhes a respeito do escoamento através de bocais e difusores são fornecidos nas Seções 9.13 e 9.14. O assunto combustão é discutido no Cap. 13.

Em uma análise termodinâmica típica de um turbojato com base no ar-padrão, devem-se conhecer as seguintes quantidades: a velocidade na entrada do difusor, a relação de pressão do compressor e a temperatura de entrada da turbina. O objetivo da análise será determinar a velocidade de saída do bocal. Uma vez que a velocidade de saída seja determinada, o empuxo é determinado pelo emprego da segunda lei do movimento de Newton em uma forma adequada para um volume de controle (Seção 9.12). Todos os princípios necessários para a análise termodinâmica de motores turbojatos com base no ar-padrão foram apresentados. O Exemplo 9.12 fornece uma ilustração.

Exemplo 9.12 ANALISANDO UM MOTOR TURBOJATO

Em um motor turbojato entra ar a 11,8 lbf/in² (81,4 kPa), 430°R (−34,3°C) e com velocidade de entrada de 620 milhas/h (909,3 ft/s). A relação de pressão no compressor é 8. A temperatura de entrada na turbina é 2150°R (921,3°C) e a pressão na saída do bocal é 11,8 lbf/in². O trabalho produzido pela turbina é igual ao trabalho fornecido ao compressor. Os processos no difusor, no compressor, na turbina e no bocal são isoentrópicos, e não há perda de carga no escoamento através do combustor. Para uma operação em regime permanente, determine a velocidade na saída do bocal e a pressão em cada estado principal. Despreze a energia cinética na saída de todos os componentes, exceto o bocal, e despreze a energia potencial ao longo de todo o motor.

Solução

Dado: Um motor turbojato ideal opera em regime permanente. As condições de operação importantes são especificadas.

Pede-se: Determine a velocidade na saída do bocal, em ft/s, e a pressão, em lbf/in², em cada estado principal.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

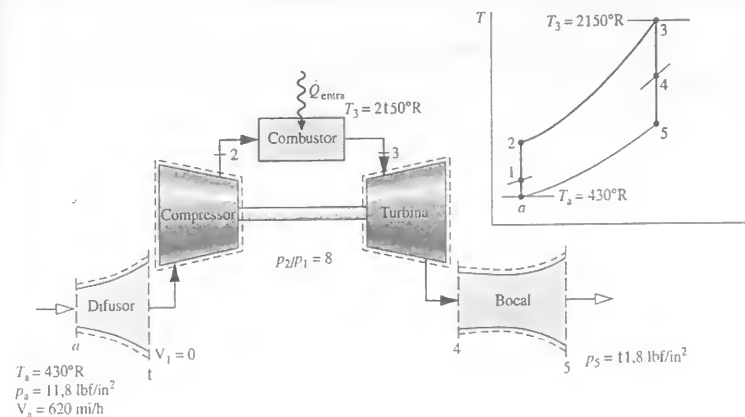



Fig. E9.12

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente é analisado como um volume de controle em regime permanente. Os volumes de controle estão representados por linhas tracejadas no esboço.
2. Os processos no difusor, no compressor, na turbina e no bocal são isoentrópicos.
3. Não há perda de carga para o escoamento através do combustor.
4. A potência produzida pela turbina é igual ao trabalho necessário para acionar o compressor.
5. À exceção da entrada e da saída do motor, os efeitos da energia cinética podem ser desprezados. Os efeitos da energia potencial são desprezíveis ao longo de todo o motor.
6. O fluido de trabalho é o ar modelado como um gás ideal.

Análise: Para se determinar a velocidade de saída do bocal, simplificam-se os balanços das taxas de massa e de energia para um volume de controle que envolva esse componente em regime permanente, fornecendo

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}} - \cancel{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}\left[(h_4 - h_5) + \left(\frac{\cancel{V_4^2} - V_5^2}{2}\right) + g(z_4 - z_5)\right]$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica. A energia cinética na entrada é desprezada pela hipótese 5. Resolvendo para V_5, temos

$$V_5 = \sqrt{2(h_4 - h_5)}$$

Esta expressão requer as entalpias específicas h_4 e h_5 na entrada e na saída do bocal, respectivamente. Com os parâmetros de operação especificados, a determinação dos valores dessas entalpias é realizada por meio da análise de um componente de cada vez, começando pelo difusor. A pressão em cada estado principal pode ser calculada como parte da análise necessária para se encontrarem as entalpias h_4 e h_5.

Os balanços das taxas de massa e energia para um volume de controle que engloba o difusor reduzem-se a

$$h_1 = h_a + \frac{V_a^2}{2}$$

Com h_a da Tabela A-22E e o valor fornecido de V_a, temos

$$h_1 = 102{,}7 \text{ Btu/lb} + \left[\frac{(909{,}3)^2}{2}\right]\left(\frac{\text{ft}^2}{\text{s}^2}\right)\left|\frac{1 \text{ lbf}}{32{,}2 \text{ lb} \cdot \text{ft/s}^2}\right|\left|\frac{1 \text{ Btu}}{778 \text{ ft} \cdot \text{lbf}}\right|$$
$$= 119{,}2 \text{ Btu/lb}$$

Interpolando na Tabela A-22E obtemos $p_{r1} = 1{,}051$. O escoamento através do difusor é isoentrópico, de modo que a pressão p_1 é

$$p_1 = \frac{p_{r1}}{p_{ra}} p_a$$

Com os dados de p_r da Tabela A-22E e o valor conhecido de p_a

$$p_1 = \frac{1{,}051}{0{,}6268}(11{,}8 \text{ lbf/in}^2) = 19{,}79 \text{ lbf/in}^2$$

Usando a relação de compressão dada, a pressão no estado 2 é $p_2 = 8(19{,}79 \text{ lbf/in}^2) = 158{,}3 \text{ lbf/in}^2$.

O escoamento através do compressor também é isoentrópico. Assim,

$$p_{r2} = p_{r1}\frac{p_2}{p_1} = 1{,}051(8) = 8{,}408$$

Interpolando na Tabela A-22E, obtemos $h_2 = 216{,}2$ Btu/lb.

No estado 3, a temperatura é dada como sendo $T_3 = 2150°$R. Da Tabela A-22E, $h_3 = 546{,}54$ Btu/lb. Pela hipótese 3, $p_3 = p_2$. O trabalho produzido pela turbina é suficiente para acionar o compressor (hipótese 4). Ou seja,

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}}$$

ou

$$h_3 - h_4 = h_2 - h_1$$

Resolvendo para h_4, temos

$$h_4 = h_3 + h_1 - h_2 = 546{,}54 + 119{,}2 - 216{,}2$$
$$= 449{,}5 \text{ Btu/lb}$$

Interpolando na Tabela A-22E com h_4, obtemos $p_{r4} = 113{,}8$

A expansão através da turbina é isoentrópica, então

$$p_4 = p_3\frac{p_{r4}}{p_{r3}}$$

Com $p_3 = p_2$ e os dados de p_r da Tabela A22-E,

$$p_4 = (158{,}3 \text{ lbf/in}^2)\frac{113{,}8}{233{,}5} = 77{,}2 \text{ lbf/in}^2$$

A expansão através do bocal é isoentrópica para $p_5 = 11{,}8$ lbf/in². Assim,

$$p_{r5} = p_{r4}\frac{p_5}{p_4} = (113{,}8)\frac{11{,}8}{77{,}2} = 17{,}39$$

Da Tabela A-22E, $h_5 = 265{,}8$ Btu/lb, que é a entalpia necessária para a determinação da velocidade na saída do bocal que restava calcular.

Utilizando esses valores de h_4 e h_5 determinados anteriormente, temos que a velocidade na saída no bocal é

$$V_5 = \sqrt{2(h_4 - h_5)}$$
$$= \sqrt{2(449{,}5 - 265{,}8)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\left|\frac{32{,}2 \text{ lb} \cdot \text{ft/s}^2}{1 \text{ lbf}}\right|\left|\frac{778 \text{ ft} \cdot \text{lbf}}{1 \text{ Btu}}\right|}$$
$$= 3034 \text{ ft/s } (2069 \text{ mi/h})$$

1. Observe as unidades de conversão requeridas aqui e o cálculo para V_5.
2. O aumento da velocidade do ar à medida que este passa pelo motor dá origem ao empuxo produzido pelo motor. Uma análise detalhada das forças que atuam sobre o motor requer a segunda lei do movimento de Newton em uma forma adequada para volumes de controle (veja a Seção 9.12.1)

Teste-Relâmpago

Com base na Eq. 6.47, qual seria a velocidade de saída no bocal, em ft/s, se a eficiência isoentrópica do bocal fosse de 90%?

Resposta 2878 ft/s.

OUTRAS APLICAÇÕES. Outras aplicações associadas a turbinas a gás incluem os motores *turboélice* e *turbofan*. O motor turboélice mostrado na Fig. 9.22*a* consiste em uma turbina a gás na qual se permite que os gases se expandam através da turbina até a pressão atmosférica. A potência líquida produzida é direcionada para uma hélice, a qual fornece empuxo para a aeronave. Os turboélices são dispositivos de propulsão eficientes para velocidades de até cerca de 600 km/h (400 milhas/h). No *turbofan* mostrado na Fig. 9.22*b*, o núcleo do motor é muito parecido com um turbojato, e certo empuxo é obtido pela expansão através do bocal. No entanto, um conjunto de lâminas de grande diâmetro montadas na frente do motor aceleram o ar em torno do núcleo. Esse *escoamento em derivação* fornece empuxo adicional para a decolagem, enquanto o núcleo do motor fornece empuxo para a viagem. Os motores *turbofan* costumam ser usados em aeronaves comerciais com velocidades de vôo de até cerca de 1000 km/h (600 milhas/h). Um tipo de motor particularmente simples conhecido como estatorreator é mostrado na Fig. 9.22*c*. Esse motor não exige nem compressor nem turbina. Um aumento de pressão suficiente é obtido pela desaceleração no difusor do ar de entrada a alta velocidade (efeito pistão). Para o estatorreator operar, portanto, a aeronave já deve estar em vôo a alta velocidade. Os produtos da combustão que deixam o combustor são expandidos através do bocal para produzir o empuxo.

Em cada um dos motores citados até aqui, a combustão do combustível é apoiada pelo ar trazido da atmosfera para os motores. Para vôos a alturas muito elevadas e viagens espaciais, nos quais isto não é mais possível, podem ser empregados os *foguetes*. Nessas aplicações, tanto o combustível quanto o oxidante (como o oxigênio líquido) são carregados a bordo do veículo. O empuxo é produzido quando os gases a alta pressão obtidos na combustão se expandem através de um bocal e são descarregados do foguete.

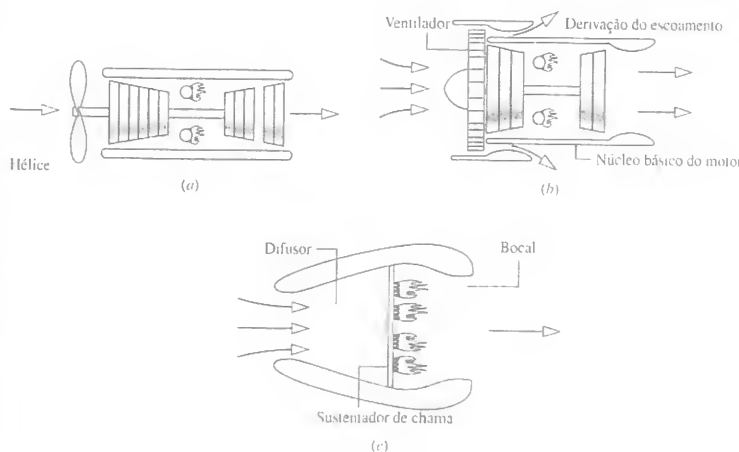
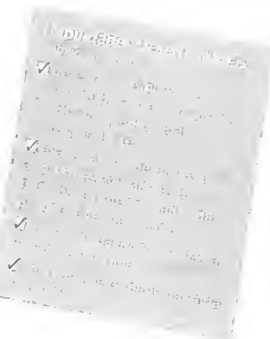



Fig. 9.22 Outros exemplos de motores de avião (*a*) Turboélice (*b*) *Turbofan*. (*c*) Estatorreator

9.10 Ciclo de Potência Combinado de Turbina a Gás e a Vapor

ciclo de potência combinado

Um ***ciclo de potência combinado*** acopla dois ciclos de potência de tal modo que a energia descarregada através do calor de um dos ciclos é usada parcial ou completamente como a energia fornecida ao outro ciclo. O ciclo de vapor binário apresentado na Seção 8.5 é um exemplo de *ciclo de potência combinado*. Nesta seção, consideramos um ciclo de potência combinado de turbina a gás e a vapor.

A corrente na saída de uma turbina a gás está a uma temperatura alta. Uma maneira pela qual o potencial (exergia) dessa corrente de gás a alta temperatura pode ser usado, dessa forma melhorando a utilização global de combustível, é através de um regenerador que possibilita que o gás de escape da turbina preaqueça o ar entre o compressor e o combustor (Seção 9.7). Outro método é fornecido pelo ciclo combinado mostrado na Fig. 9.23, envolvendo um ciclo de turbina a gás e um ciclo de potência a vapor. Os dois ciclos de potência estão acoplados de forma que a transferência de calor para o ciclo de vapor é fornecida pelo ciclo da turbina a gás, que pode ser chamado de ***ciclo superior***.

ciclo superior

O ciclo combinado possui a elevada temperatura média de adição de calor da turbina a gás e a baixa temperatura média de rejeição de calor do ciclo de vapor e, portanto, uma eficiência média maior do que qualquer um dos ciclos teria individualmente. Para muitas aplicações os ciclos combinados são econômicos, e estão sendo cada vez mais usados pelo mundo para geração de energia elétrica.

De acordo com a Fig. 9.23, a eficiência térmica do ciclo combinado é

$$\eta = \frac{\dot{W}_{gás} + \dot{W}_{vap}}{\dot{Q}_{entra}} \tag{9.28}$$

onde $\dot{W}_{gás}$ é a potência *líquida* produzida pela turbina a gás e $\dot{W}_{vap}$ é a potência *líquida* produzida pelo ciclo de vapor. $\dot{Q}_{entra}$ denota a taxa *total* de transferência de calor para o ciclo combinado, incluindo uma transferência de calor adicional, se existir, para superaquecer o vapor que entra na turbina a vapor. O cálculo das quantidades que aparecem na Eq. 9.28 segue os procedimentos descritos nas seções sobre ciclos de vapor e turbinas a gás.

A relação para a energia transferida do ciclo de gás ao ciclo de vapor para o sistema da Fig. 9.23 é obtida pela aplicação dos balanços das taxas de massa e energia a um volume de controle que engloba o trocador de calor. Para operação em regime permanente, transferência de calor desprezível para as vizinhanças e nenhuma variação significativa nas energias cinética e potencial, o resultado é

$$\dot{m}_v(h_7 - h_6) = \dot{m}_g(h_4 - h_5) \tag{9.29}$$

onde $\dot{m}_g$ e $\dot{m}_v$ são, respectivamente, as vazões mássicas do gás e do vapor.

Como verificamos através de relações como as Eqs. 9.28 e 9.29, pode-se analisar o desempenho do ciclo combinado por meio de balanços de massa e energia. Para completar a análise, contudo, faz-se necessária a segunda lei para se avaliar o impacto das irreversibilidades e dos verdadeiros valores das perdas. Entre as irreversibilidades, a mais importante é a exergia destruída pela combustão. Cerca de 30% da exergia que entra no combustor junto com o combustível são destruídos pela irreversibilidade da combustão. Porém, uma análise da turbina a gás com base no ar-padrão não permite calcular essa destruição de exergia, e para esse propósito devem ser aplicados os métodos apresentados no Cap. 13.

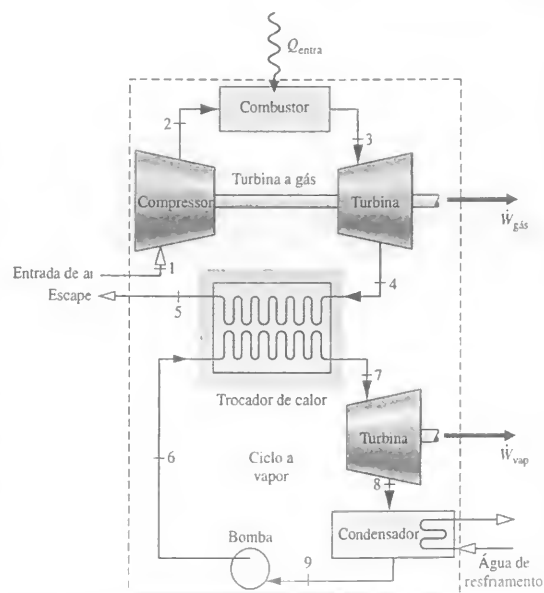



Fig. 9.23 Instalação de potência com turbina a gás combinada com vapor.

Energia e Meio Ambiente

Um novo ciclo combinado de uma instalação de potência, no País de Gales, é o primeiro a atingir 60% de eficiência térmica, outrora um recorde da tecnologia relativa a instalações de potência. O sistema, de 480 MW, fornece energia para as instalações de produção química adjacentes e para a rede energética.

Os esforços para o desenvolvimento começaram no início dos anos 1990, quando a melhor tecnologia disponível combinava turbinas a gás e a vapor, que atingiam uma eficiência térmica de apenas 50%. Estima-se, de acordo com fontes industriais, que cada aumento de percentual poupa 15 a 20 milhões de dólares de gás natural durante a vida útil de um sistema típico. As taxas elétricas com o novo ciclo combinado no País de Gales são 30% mais baixas quando comparadas com os dados disponíveis anteriormente.

Os ganhos relativos a eficiência são alcançados porque o gás natural é queimado a uma temperatura cerca de 300°F (167°C) superior à de antes. Métodos avançados de resfriamento das pás, novas ligas e a construção de uma única pá de cristal permitem que as turbinas funcionem a temperaturas mais altas. A maior eficiência térmica também resulta em menor produção de dióxido de carbono por MW de eletricidade em qualquer turbina a gás no mundo. Os níveis de emissão de óxido nítrico (NO_x) são metade da média daqueles de outras turbinas em uso atualmente.

O exemplo a seguir ilustra o uso de balanços de massa e energia, da segunda lei e de dados de propriedades para a análise do desempenho do ciclo combinado.

Exemplo 9.13 BALANCETE DE EXERGIA PARA O CICLO COMBINADO

Uma instalação de potência de turbina a gás e vapor combinados tem uma potência de saída líquida de 45 MW. O ar entra no compressor da turbina a gás a 100 kPa, 300 K e é comprimido até 1200 kPa. A eficiência isoentrópica do compressor é de 84%. A condição na entrada da turbina é 1200 kPa, 1400 K. O ar se expande através da turbina, a qual apresenta uma eficiência isoentrópica de 88%, até uma pressão de 100 kPa. O ar então passa pelo trocador de calor interconectado e é finalmente descarregado a 400 K. O vapor d'água entra na turbina do ciclo de potência a vapor a 8 MPa, 400°C, e se expande até a pressão do condensador de 8 kPa. A água entra na bomba como líquido saturado a 8 kPa. A turbina e a bomba do ciclo a vapor apresentam eficiências isoentrópicas de 90 e 80%, respectivamente.

(a) Determine as vazões mássicas do ar e do vapor d'água, ambas em kg/s, e a potência líquida produzida pelos ciclos de potência com turbina a gás e a vapor, ambos em MW.

(b) Desenvolva um balancete completo do aumento da taxa *líquida* de exergia à medida que o ar passa pelo combustor da turbina a gás. Discuta esse resultado.

Admita T_0 = 300 K, p_0 = 100 kPa.

Solução

Dado: Uma instalação de potência de turbina a gás e vapor combinados opera em regime permanente com uma potência líquida de saída conhecida. As pressões e as temperaturas de operação são especificadas. As eficiências das turbinas, do compressor e da bomba também são fornecidas.

Pede-se: Determine a vazão mássica de cada fluido de trabalho, em kg/s, e a potência líquida produzida por cada ciclo, em MW. Desenvolva um balancete completo do aumento da taxa de exergia do ar que passa pelo combustor e discuta os resultados.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

❶

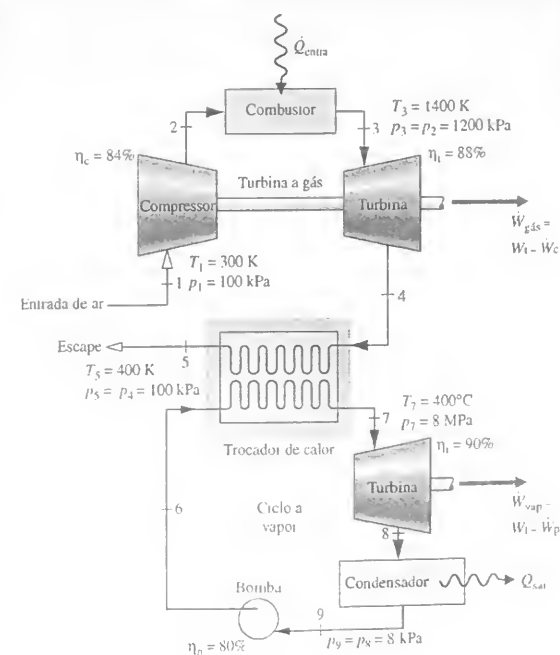



Fig. E9.13

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente do esboço é analisado como um volume de controle em regime permanente
2. As turbinas, o compressor, a bomba e o trocador de calor interconectado operam adiabaticamente.
3. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
4. Não há perdas de carga no escoamento através do combustor, no trocador de calor interconectado e no condensador.
5. Uma análise de ar-padrão é usada para a turbina a gás.
6. $T_0 = 300$ K, $p_0 = 100$ kPa.

Análise: Os dados das propriedades fornecidos na tabela a seguir são determinados a partir dos procedimentos ilustrados em exemplos anteriores resolvidos nos Caps. 8 e 9. Os detalhes são deixados como exercício.

Turbina a Gás			Ciclo a Vapor		
Estado	h (kJ/kg)	$s°$ (kJ/kg · K)	Estado	h (kJ/kg)	s (kJ/kg · K)
1	300,19	1,7020	6	183,96	0,5975
2	669,79	2,5088	7	3138,30	6,3634
3	1515,42	3,3620	8	2104,74	6,7282
4	858,02	2,7620	9	173,88	0,5926
5	400,98	1,9919			

(a) Para se determinarem as vazões mássicas do vapor, $\dot{m}_v$, e do ar, $\dot{m}_g$, começa-se pela aplicação dos balanços de massa e energia ao trocador de calor interconectado, obtendo-se

$$0 = \dot{m}_g(h_4 - h_5) + \dot{m}_v(h_6 - h_7)$$

ou

$$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_g} = \frac{h_4 - h_5}{h_7 - h_6} = \frac{858{,}02 - 400{,}98}{3138{,}3 - 183{,}96} = 0{,}1547$$

Os balanços das taxas de massa e energia aplicados aos ciclos de potência com turbina a gás e a vapor fornecem a potência líquida produzida por cada um, respectivamente,

$$\dot{W}_{gas} = \dot{m}_g[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]$$
$$\dot{W}_{vap} = \dot{m}_v[(h_7 - h_8) - (h_6 - h_9)]$$

Com $\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{gás} + \dot{W}_{vap}$

$$\dot{W}_{net} = \dot{m}_g\left\{[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_g}[(h_7 - h_8) - (h_6 - h_9)]\right\}$$

Resolvendo para $\dot{m}_g$ e substituindo $\dot{W}_{liq} = 45$ MW $= 45.000$ kJ/s e $\dot{m}_v/\dot{m}_g = 0{,}1547$, obtemos

$$\dot{m}_g = \frac{45.000 \text{ kJ/s}}{\{[(1515{,}42 - 858{,}02) - (669{,}79 - 300{,}19)] + 0{,}1547[(3138{,}3 - 2104{,}74) - (183{,}96 - 173{,}88)]\} \text{ kJ/kg}}$$
$$= 100{,}87 \text{ kg/s}$$

e

$$\dot{m}_v = (0{,}1547)\dot{m}_g = 15{,}6 \text{ kg/s}$$

Utilizando esses valores de vazão mássica e as entalpias específicas da tabela anterior, a potência líquida produzida pelos ciclos de potência com turbina a gás e vapor são, respectivamente,

$$\dot{W}_{gás} = \left(100{,}87\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)\left(287{,}8\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\left|\frac{1 \text{ MW}}{10^3 \text{ kJ/s}}\right| = 29{,}03 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{vap} = \left(15{,}6\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)\left(1023{,}5\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\left|\frac{1 \text{ MW}}{10^3 \text{ kJ/s}}\right| = 15{,}97 \text{ MW}$$

(b) O aumento *líquido* da taxa de exergia do ar que passa pelo combustor é (Eq. 7.18)

$$\dot{E}_{f3} - \dot{E}_{f2} = \dot{m}_g[h_3 - h_2 - T_0(s_3 - s_2)]$$
$$= \dot{m}_g[h_3 - h_2 - T_0(s_3^\circ - s_2^\circ - R \ln p_3/p_2)]$$

Com a hipótese 4, temos

$$\dot{E}_{f3} - \dot{E}_{f2} = \dot{m}_g\left[h_3 - h_2 - T_0\left(s_3^\circ - s_2^\circ - R \ln\frac{p_3}{p_2}\right)\right]$$
$$= \left(100{,}87\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right)\left[(1515{,}42 - 669{,}79)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 300 \text{ K}(3{,}3620 - 2{,}5088)\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$$
$$= 59.480\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\left|\frac{1 \text{ MW}}{10^3 \text{ kJ/s}}\right| = 59{,}48 \text{ MW}$$

A taxa *líquida* de exergia que é levada para fora pela corrente de ar de escape em 5 é

$$\dot{E}_{f5} - \dot{E}_{f1} = \dot{m}_g\left[h_5 - h_1 - T_0\left(s_5^\circ - s_1^\circ - R \ln\frac{p_5}{p_1}\right)\right]$$
$$= \left(100{,}87\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)[(400{,}98 - 300{,}19) - 300(1{,}9919 - 1{,}7020)]\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\left|\frac{1 \text{ MW}}{10^3 \text{ kJ/s}}\right|$$
$$= 1{,}39 \text{ MW}$$

A taxa *líquida* de exergia que é carregada para fora à medida que a água passa pelo condensador é

$$\dot{E}_{f8} - \dot{E}_{f9} = \dot{m}_v[h_8 - h_9 - T_0(s_8 - s_9)]$$
$$= \left(15{,}6\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)\left[(2104{,}74 - 173{,}88)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 300 \text{ K}(6{,}7282 - 0{,}5926)\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]\left|\frac{1 \text{ MW}}{10^3 \text{ kJ/s}}\right|$$
$$= 1{,}41 \text{ MW}$$

As taxas de destruição de exergia para a turbina a ar, o compressor, a turbina a vapor, a bomba e o trocador de calor interconectado ❶ são calculadas com o uso de $\dot{E}_d = T_0\dot{\sigma}_{vc}$, respectivamente, como se segue:

Turbina a ar:

$$\dot{E}_d = \dot{m}_g T_0(s_4 - s_3)$$
$$= \dot{m}_g T_0(s_4^\circ - s_3^\circ - R \ln p_4/p_3)$$
$$= \left(100{,}87\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)(300 \text{ K})\left[(2{,}7620 - 3{,}3620)\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} - \left(\frac{8{,}314}{28{,}97}\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)\ln\left(\frac{100}{1200}\right)\right]\left|\frac{1 \text{ MW}}{10^3 \text{ kJ/s}}\right|$$
$$= 3{,}42 \text{ MW}$$

Compressor:

$$\dot{E}_d = \dot{m}_g T_0(s_2 - s_1)$$
$$= \dot{m}_g T_0(s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln p_2/p_1)$$
$$= (100{,}87)(300)\left[(2{,}5088 - 1{,}7020) - \frac{8{,}314}{28{,}97}\ln\left(\frac{1200}{100}\right)\right]\left|\frac{1}{10^3}\right|$$
$$= 2{,}83 \text{ MW}$$

Turbina a vapor:

$$\dot{E}_d = \dot{m}_v T_0(s_8 - s_7)$$
$$= (15{,}6)(300)(6{,}7282 - 6{,}3634)\left|\frac{1}{10^3}\right|$$
$$= 1{,}71 \text{ MW}$$

Bomba:

$$\dot{E}_d = \dot{m}_v T_0(s_6 - s_9)$$
$$= (15{,}6)(300)(0{,}5975 - 0{,}5926)\left|\frac{1}{10^3}\right|$$
$$= 0{,}02 \text{ MW}$$

Trocador de calor:

$$\dot{E}_d = T_0[\dot{m}_g(s_5 - s_4) + \dot{m}_v(s_7 - s_6)]$$
$$= (300 \text{ K})\left[\left(100{,}87\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)(1{,}9919 - 2{,}7620)\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} + \left(15{,}6\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)(6{,}3634 - 0{,}5975)\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]\left|\frac{1 \text{ MW}}{10^3 \text{ kJ/s}}\right|$$
$$= 3{,}68 \text{ MW}$$

❷ Os resultados são resumidos no seguinte *balancete* de taxa de exergia em termos de magnitude de exergia em forma de taxa:

Aumento de exergia líquida do gás passando pelo combustor:	59,48 MW	100%	(70%)*
Disposição da exergia.			
• Potência líquida produzida			
ciclo de turbina a gás	29,03 MW	48,8%	(34,2%)
ciclo a vapor	15,97 MW	26,8%	(18,8%)
Subtotal	45,00 MW	75,6%	(53,0%)
• Exergia líquida perdida com o gás de escape no estado 5 da água passando pelo condensador	1,39 MW	2,3%	(1,6%)
• Destruição de exergia	1,41 MW	2,4%	(1,7%)
turbina a ar			
compressor	3,42 MW	5,7%	(4,0%)
turbina a vapor	2,83 MW	4,8%	(3,4%)
bomba	1,71 MW	2,9%	(2,0%)
trocador de calor	0,02 MW	—	—
	3,68 MW	6,2%	(4,3%)

*Estimativa baseada na exergia do combustível. Para discussão, veja nota 2

Os subtotais fornecidos na tabela sob o título *potência líquida desenvolvida* indicam que o ciclo combinado é eficiente em gerar energia a partir da exergia fornecida. A tabela também indica a importância relativa das destruições de exergia nas turbinas, no compressor, na bomba e no trocador de calor, bem como a importância relativa das perdas de exergia. Finalmente, a tabela indica que o total de destruições de exergia suplanta as perdas.

❶ O desenvolvimento das expressões apropriadas para as taxas de geração de entropia nas turbinas, no compressor, na bomba e no trocador de calor é deixado como exercício.

❷ Nesse balancete de exergia, as percentagens mostradas entre parênteses são estimativas baseadas na exergia do combustível. Embora a combustão seja a fonte mais importante de irreversibilidade, a destruição de exergia devida a combustão não pode ser calculada a partir de uma análise de ar-padrão. Os cálculos de destruição de exergia devida a combustão (Cap. 13) revelam que aproximadamente 30% da exergia que entra no combustor com o combustível seriam destruídos, deixando cerca de 70% da exergia do combustível para uso posterior. Conseqüentemente, supõe-se que o valor 59,48 MW para o aumento de exergia líquida do ar que passa pelo combustor seja 70% da exergia do combustível fornecida. As outras percentagens entre parênteses são obtidas por multiplicação das percentagens correspondentes, baseadas no aumento de exergia do ar que passa pelo combustor, pelo fator 0,7. Uma vez que contabilizam a irreversibilidade da combustão, os valores da tabela entre parênteses fornecem a imagem mais precisa do desempenho do ciclo combinado.

Teste-Relâmpago

Qual é a eficiência exergética total do ciclo combinado, com base na exergia que entra com o combustível?

Resposta 53,0%.

9.11 Ciclos Ericsson e Stirling

Podem-se conseguir aumentos significativos na eficiência térmica de instalações de potência de turbinas a gás através de inter-resfriamento, reaquecimento e regeneração. Existe um limite econômico para o número de estágios que pode ser empregado, e normalmente não há mais de dois ou três. Entretanto, é instrutivo considerar a situação em que o número de estágios tanto de inter-resfriamento como de reaquecimento torna-se infinitamente grande. A Fig. 9.24*a* mostra um ciclo fechado de turbina a gás regenerativa *ideal* com vários estágios de compressão e expansão e um regenerador cuja efetividade é de 100%. Supõe-se que cada inter-resfriador retorne o fluido de trabalho para a temperatura T_C da entrada do primeiro estágio de compressão e cada reaquecedor retorne o fluido de trabalho para a temperatura T_H da entrada do primeiro estágio da turbina. O regenerador possibilita que o calor recebido no Processo 2-3 seja obtido do calor rejeitado no Processo 4-1. Em conseqüência, todo o calor adicionado *do meio exterior* ocorre nos reaquecedores, e todo o calor rejeitado para as vizinhanças ocorre nos inter-resfriadores.

Fig. 9.24 Ciclo Ericsson como limite para operação de turbina a gás ideal usando compressão em múltiplos estágios com inter-resfriamento, expansão em múltiplos estágios com reaquecimento e regeneração.

No limite, à medida que um número infinito de estágios de reaquecimento e inter-resfriamento vai sendo utilizado, todo o calor adicionado ocorre quando o fluido de trabalho estiver à sua temperatura mais alta, T_H, e todo o calor rejeitado ocorre quando o fluido de trabalho estiver à sua temperatura mais baixa, T_C. O ciclo-limite, mostrado na Fig. 9.24*b*, é chamado ***ciclo Ericsson***. Uma vez que se supõe que as irreversibilidades são ausentes e todo o calor é fornecido e rejeitado isotermicamente, a eficiência térmica do ciclo Ericsson iguala-se àquela de *qualquer* ciclo de potência reversível que opere com adição de calor à temperatura T_H e rejeição de calor à temperatura T_C: $\eta_{máx} = 1 - T_C/T_H$. Esta expressão foi aplicada anteriormente para o cálculo da eficiência térmica de ciclos de potência de Carnot. Embora os detalhes do ciclo Ericsson difiram daqueles do ciclo de Carnot, ambos os ciclos têm o mesmo valor de eficiência térmica quando operam entre as temperaturas T_H e T_C.

ciclo Ericsson

CICLO STIRLING. Outro ciclo que emprega um regenerador é o ciclo *Stirling*, mostrado nos diagramas *p–v* e *T–s* da Fig. 9.25. O ciclo consiste em quatro processos internamente reversíveis em série: compressão isotérmica do estado 1 até o estado 2 à temperatura T_C, aquecimento a volume constante do estado 2 até o estado 3, expansão isotérmica do estado 3 até o estado 4 à temperatura T_H e resfriamento a volume constante do estado 4 até o estado 1 para completar o ciclo. Um regenerador cuja efetividade é de 100% permite que o calor rejeitado durante o Processo 4-1 seja usado como o calor fornecido no Processo 2-3. Conseqüentemente, todo o calor fornecido ao fluido de trabalho de fontes externas ocorre no processo isotérmico 3-4 e todo o calor rejeitado para as vizinhanças ocorre no processo isotérmico 1-2. Pode-se concluir, portanto, que a eficiência térmica do ciclo Stirling é dada pela mesma expressão dos ciclos de Carnot e Ericsson.

Fig. 9.25 Diagramas *p–v* e *T–s* do ciclo Stirling.

Os ciclos Ericsson e Stirling são principalmente de interesse teórico como exemplos de ciclos que apresentam a mesma eficiência térmica que o ciclo de Carnot. Porém, um motor prático do tipo cilindro-pistão que opera em um ciclo regenerativo fechado que apresenta características em comum com o ciclo Stirling tem sido estudado nos últimos anos. Esse motor é conhecido como ***motor Stirling***. O motor Stirling oferece a oportunidade de alta eficiência juntamente com emissões de produtos de combustão reduzidas, porque a combustão ocorre externamente e não dentro do cilindro, como nos motores de combustão interna. No motor Stirling, a energia é transferida dos produtos da combustão, que são mantidos separados, para o fluido de trabalho. É um motor de combustão *externa*.

motor Stirling

Escoamento Compressível através de Bocais e Difusores

Em muitas aplicações de interesse em engenharia, os gases se movem a velocidades relativamente altas e apresentam variações apreciáveis de massa específica. Os escoamentos através de bocais e difusores de motores a jato discutidos na Seção 9.9 são exemplos importantes. Outros exemplos são os escoamentos através de túneis de vento, tubos de choque e ejetores de vapor. Esses escoamentos são conhecidos como ***escoamentos compressíveis***. Nesta parte do capítulo, apresentamos alguns dos princípios que a análise de escoamentos compressíveis envolve.

escoamento compressível

9.12 Conceitos Preliminares do Escoamento Compressível

Os conceitos apresentados nesta seção desempenham papéis importantes no estudo dos escoamentos compressíveis. A equação da quantidade de movimento é apresentada em uma forma aplicável a

[illegible] A velocidade do som também é definida [illegible] de número de Mach [illegible] são apresentados.

9.12.1 Equação da Quantidade de Movimento para Escoamento Permanente Unidimensional

A análise dos escoamentos compressíveis requer os princípios da conservação de massa e energia, a segunda lei da termodinâmica e relações entre as propriedades termodinâmicas do gás em escoamento. Além disso, é necessária a segunda lei do movimento de Newton. A aplicação da segunda lei do movimento de Newton a sistemas de massa fixa (sistemas fechados) envolve a conhecida fórmula

$$\mathbf{F} = m\mathbf{a}$$

onde **F** é a força resultante que atua *sobre o* sistema de massa m e **a** é a aceleração. O objetivo desta discussão é apresentar a segunda lei do movimento de Newton de uma forma apropriada ao estudo dos volumes de controle que abordaremos nas discussões posteriores.

Considere o volume de controle mostrado na Fig. 9.26, que tem uma única entrada, designada por 1, e uma única saída, designada por 2. Supõe-se escoamento unidimensional nestas posições. As equações de taxa de energia e de entropia para esse volume de controle possuem termos que levam em conta transferências de energia e de entropia, respectivamente, nas entradas e nas saídas. A quantidade de movimento também pode ser transportada para dentro ou para fora do volume de controle nas entradas e nas saídas, e tais transferências podem ser contabilizadas como

$$\left[\begin{array}{c}\text{taxa temporal de}\\ \text{transferência de quantidade}\\ \text{de movimento para dentro}\\ \text{ou para fora de um volume}\\ \text{de controle que acompanha}\\ \text{a vazão mássica}\end{array}\right] = \dot m \mathbf{V} \tag{9.30}$$

Nesta expressão, a quantidade de movimento por unidade de massa que escoa pela fronteira do volume de controle é dada pelo vetor velocidade **V**. De acordo com o modelo de escoamento unidimensional, o vetor é normal à entrada ou à saída e orientado na direção do escoamento.

Em palavras, a segunda lei do movimento de Newton para volumes de controle é

$$\left[\begin{array}{c}\text{taxa temporal da}\\ \text{variação da quantidade}\\ \text{de movimento contida no}\\ \text{volume de controle}\end{array}\right] = \left[\begin{array}{c}\text{força resultante}\\ \text{atuando } \textit{sobre}\\ \text{o volume de}\\ \text{controle}\end{array}\right] + \left[\begin{array}{c}\text{taxa líquida à qual a quantidade}\\ \text{de movimento é transferida}\\ \text{para dentro do volume de controle}\\ \text{acompanhando a vazão mássica}\end{array}\right]$$

Em regime permanente, a quantidade de movimento total contida no volume de controle é constante no tempo. Consequentemente, quando se aplica a segunda lei do movimento de Newton a volumes de controle em regime permanente, é necessário considerar apenas a quantidade de movimento que acompanha as correntes de matéria que entram e saem e as forças que atuam sobre o volume de controle. A lei de Newton então estabelece que a força resultante **F** que atua *sobre* o volume de controle é igual à diferença entre as taxas de quantidade de movimento que sai e entra no volume de controle acompanhando o fluxo de massa. Isto é expresso pela seguinte ***equação de quantidade de movimento***.

equação da quantidade de movimento

$$\mathbf{F} = \dot m_2 \mathbf{V}_2 - \dot m_1 \mathbf{V}_1 = \dot m(\mathbf{V}_2 - \mathbf{V}_1) \tag{9.31}$$

Já que $\dot m_1 = \dot m_2$ em regime permanente, a vazão mássica comum é designada nesta expressão simplesmente por $\dot m$. A força resultante inclui as forças devidas à pressão que atua na entrada e na saída, as forças que atuam na parcela da fronteira através da qual não há fluxo de massa e a força da gravidade. A expressão da segunda lei de Newton do movimento dada pela Eq. 9.31 é suficiente para as discussões posteriores. Formulações para volumes de controle mais gerais são normalmente fornecidas em textos de mecânica dos fluidos.

[illegible]

Fig. 9.26 Volume de controle em regime permanente com uma entrada e uma saída indicando as transferências de quantidade de movimento que acompanham a vazão em massa.

9.12.2 Velocidade do Som e Número de Mach

Uma onda sonora é uma pequena perturbação na pressão que se propaga através de um gás, líquido ou sólido a uma velocidade c que depende das propriedades do meio. Nesta seção, obtemos uma expressão que relaciona a *velocidade do som*, ou velocidade sônica, com outras propriedades. A velocidade do som é uma propriedade importante no estudo de escoamentos compressíveis.

Fig. 9.27 Ilustrações utilizadas para analisar a propagação de uma onda sonora. (*a*) Propagação de uma onda de pressão através de um fluido em repouso, em relação a um observador estacionário. (*b*) Observador em repouso em relação à onda.

MODELANDO ONDAS DE PRESSÃO. Iniciaremos de acordo com a Fig. 9.27*a*, que mostra uma onda de pressão se movendo para a direita com uma velocidade de intensidade c. A onda é gerada por um pequeno deslocamento do pistão. Conforme mostra a figura, a pressão, a massa específica e a temperatura na região à esquerda da onda afastam-se dos respectivos valores do fluido não-perturbado à direita da onda, que são designados simplesmente por p, ρ e T. Após a onda ter passado, o fluido à sua esquerda fica em movimento permanente com uma velocidade de intensidade ΔV.

A Fig. 9.27*a* mostra a onda do ponto de vista de um observador estacionário. É mais fácil analisar esta situação do ponto de vista de um observador em repouso em relação à onda, conforme mostra a Fig. 9.27*b*. Ao adotarmos este ponto de vista, podemos aplicar uma análise em regime permanente ao volume de controle identificado na figura. Para um observador em repouso em relação à onda, tudo se passa como se o fluido estivesse se movendo da direita em direção à onda estacionária com velocidade c, pressão p, massa específica ρ e temperatura T e se afastando à esquerda com velocidade $c - \Delta V$, pressão $p + \Delta p$, massa específica $\rho + \Delta\rho$ e temperatura $T + \Delta T$.

Em regime permanente, o princípio da conservação de massa para o volume de controle se reduz a $\dot m_1 = \dot m_2$, ou

$$\rho A c = (\rho + \Delta\rho)A(c - \Delta V)$$

Após rearrumarmos, temos

$$0 = c\Delta\rho - \rho\Delta V - \Delta\rho\Delta V \tag{9.32}$$

Quando a perturbação é fraca, o terceiro termo à direita na Eq. 9.32 pode ser desprezado, deixando

$$\Delta V = (c/\rho)\Delta\rho \tag{9.33}$$

Em seguida, a equação da quantidade de movimento, Eq. 9.31, é aplicada ao volume de controle em consideração. Já que a espessura da onda é pequena, as forças cisalhantes na parede são desprezíveis. O efeito da gravidade também é ignorado. Assim, as únicas forças importantes que atuam no volume de controle na direção do escoamento são as forças devidas à pressão na entrada e na saída. Com estas idealizações, o componente da equação da quantidade de movimento na direção do escoamento se reduz a

$$\begin{aligned} pA - (p + \Delta p)A &= \dot m(c - \Delta V) - \dot m c \\ &= -\dot m \Delta V \\ &= -(\rho A c)\Delta V \end{aligned}$$

ou

$$\Delta p = \rho c \Delta V \tag{9.34}$$

Combinando as Eqs. 9.33 e 9.34 e resolvendo para c, temos

$$c = \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta\rho}} \tag{9.35}$$

ONDAS SONORAS. Para todas as ondas sonoras, as diferenças de pressão, massa específica e temperatura através da onda são bem pequenas. Em particular, $\Delta\rho \ll \rho$, o que justifica a retirada do terceiro termo da Eq. 9.32. Assim, a razão $\Delta p/\Delta\rho$ na Eq. 9.35 pode ser interpretada como a derivada da pressão em relação à massa específica através da onda. Além disso, experimentos indicam que a relação entre pressão e massa específica através de uma onda sonora é quase isoentrópica. A expressão para a ***velocidade do som*** torna-se então

velocidade do som

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \tag{9.36a}$$

ou, em termos de volume específico,

$$c = \sqrt{-v^2\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s} \tag{9.36b}$$

A velocidade do som é uma propriedade intensiva cujo valor depende do estado do meio pelo qual o som se propaga. Embora tenhamos considerado que o som se propaga isoentropicamente, o meio por si só pode estar sofrendo qualquer processo.

Os meios para se calcular a velocidade do som para gases, líquidos e sólidos são apresentados na Seção 11.5. O caso especial de um gás ideal será considerado aqui porque esse caso é usado extensivamente mais adiante no capítulo. Para esse caso, a relação entre pressão e volume específico de um gás ideal com entropia fixa é pv^k = constante, onde k é a razão entre calores específicos (Seção 6.11). Assim, $(\partial p/\partial v)_s = -kp/v$, e a Eq. 9.36b fornece $c = \sqrt{kpv}$. Ou, com a equação de estado de gás ideal,

$$c = \sqrt{kRT} \quad \text{(gás ideal)} \tag{9.37}$$

➡ **POR EXEMPLO...** para ilustrar o uso da Eq. 9.37, vamos calcular a velocidade do som no ar a 300 K (540°R) e 650 K (1170°R). Da Tabela A-20 a 300 K, $k = 1{,}4$. Assim,

$$c = \sqrt{1{,}4\left(\frac{8314}{28{,}97}\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(300\ \text{K})\left|\frac{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}{1\ \text{N}}\right|} = 347\frac{\text{m}}{\text{s}}\left(1138\frac{\text{ft}}{\text{s}}\right)$$

A 650 K, $k = 1{,}37$ e $c = 506$ m/s (1660 ft/s), como se pode verificar. Como exemplos em unidades inglesas, considere a seguir hélio a 495°R (275 K) e 1080°R (600 K). Para um gás monoatômico, a razão entre calores específicos é essencialmente independente da temperatura e tem o valor $k = 1{,}67$. Assim, a 495°R,

$$c = \sqrt{1{,}67\left(\frac{1545}{4}\frac{\text{ft}\cdot\text{lbf}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)(495^\circ\text{R})\left|\frac{32{,}2\ \text{lb}\cdot\text{ft/s}^2}{1\ \text{lbf}}\right|} = 3206\frac{\text{ft}}{\text{s}}\left(977\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

A 1080°R, $c = 4736$ ft/s (1444 m/s), como se pode verificar. ⬅

Número de Mach

Em discussões posteriores, a razão entre a velocidade V em um estado em um fluido que escoa e o valor da velocidade sônica c no mesmo estado desempenha papel importante. Esta razão é chamada ***número de Mach*** M

número de Mach

$$M = \frac{V}{c} \tag{9.38}$$

Quando $M > 1$, diz-se que o escoamento é ***supersônico***; quando $M < 1$, o escoamento é ***subsônico***; e quando $M = 1$, o escoamento é *sônico*. O termo *hipersônico* é usado para escoamentos com números de Mach muito maiores que 1, e o termo *transônico* se refere a escoamentos em que o número de Mach é próximo da unidade.

supersônico
subsônico

Bio-conexões

A propagação de ondas elásticas, como as ondas sonoras, tem importantes implicações relacionadas com a ocorrência de danos a seres vivos. Durante impactos como colisões ou quedas ao solo são criadas ondas elásticas que fazem com que algum material corporal se mova em relação ao resto do corpo. As ondas podem se propagar a velocidades supersônicas, transônicas ou subsônicas, dependendo da natureza do impacto, e o trauma resultante pode causar sérios danos. As ondas podem estar direcionadas para uma pequena área, causando um dano local, ou podem ser refletidas para a fronteira dos órgãos e causar danos mais espalhados.

Um exemplo do direcionamento das ondas ocorre em alguns traumatismos cranianos. Um impacto sobre o crânio causa ondas flexurais e ondas de compressão que se deslocam sobre a superfície curva e atingem simultaneamente um outro ponto mais distante do crânio. As ondas também se propagam pelo tecido mais macio do cérebro. Em consequência, concussões, fraturas de crânio e outros danos podem aparecer em locais distantes do local original do impacto.

O ponto central no estudo de danos traumáticos está na obtenção de dados sobre a velocidade do som e de outras características elásticas dos órgãos e tecidos. Para seres humanos, a velocidade do som varia bastante, de aproximadamente 30 a 45 m/s no tecido esponjoso pulmonar até cerca de 1600 m/s no músculo e 3500 m/s no osso. Como a velocidade do som nos pulmões é relativamente baixa, impactos como a colisão de veículos ou até mesmo o posicionamento do sistema de *air-bag* podem originar ondas que se propagam supersonicamente. A equipe médica responsável por traumas é treinada para avaliar a ocorrência de danos pulmonares.

O estudo do fenômeno de ondas no corpo constitui uma área importante no campo da *biomecânica*.

9.12.3 Determinação de Propriedades no Estado de Estagnação

Quando se lida com escoamentos compressíveis, muitas vezes é conveniente trabalhar com propriedades calculadas em um estado de referência conhecido como ***estado de estagnação***. O estado de estagnação é aquele que um fluido que escoa atingiria se fosse desacelerado até a velocidade zero isoentropicamente. Podemos imaginar essa situação ocorrendo em um difusor que opera em regime permanente. Através da simplificação de um balanço de energia para tal difusor, pode-se concluir que a entalpia no estado de estagnação associado a um estado real no escoamento em que a entalpia específica é h e a velocidade é V é dada por

estado de estagnação

$$h_o = h + \frac{V^2}{2} \tag{9.39}$$

A entalpia aqui designada como h_o é chamada ***entalpia de estagnação***. A pressão p_o e a temperatura T_o no estado de estagnação são chamadas ***pressão de estagnação*** e ***temperatura de estagnação***, respectivamente.

entalpia de estagnação
pressão e temperatura de estagnação

9.13 *Análise do Escoamento Unidimensional Permanente em Bocais e Difusores*

Embora o assunto escoamento compressível surja em grandes e importantes áreas de aplicação da engenharia, o restante desta apresentação focaliza apenas o escoamento através de bocais e difusores. Para discussões sobre outras áreas de aplicação, devem-se consultar textos que tratem de escoamento compressível.

Nesta seção, determinamos os formatos exigidos por bocais e difusores para escoamentos subsônico e supersônico. Isto é conseguido pela aplicação dos princípios de massa, energia, entropia e quantidade de movimento juntamente com as relações entre propriedades. Além disso, estudamos como o escoamento através de bocais é afetado à medida que as condições de saída do bocal variam. A discussão encerra-se com uma análise de choques normais, que podem existir em escoamentos supersônicos.

9.13.1 Efeitos da Variação de Área em Escoamentos Subsônicos e Supersônicos

O objetivo desta discussão é estabelecer critérios para se determinar se um bocal ou difusor deve ter um formato convergente, divergente ou convergente-divergente. Isto é obtido utilizando-se equações diferenciais que relacionam as principais variáveis que são obtidas por meio de balanços de massa e energia junto com as relações entre propriedades, como consideramos a seguir.

EQUAÇÕES DE GOVERNO DIFERENCIAIS. Vamos começar considerando um volume de controle que engloba um bocal ou difusor. Em regime permanente, a vazão em massa é constante, então

$$\rho A V = \text{constante}$$

Na forma diferencial

$$d(\rho A V) = 0$$
$$AV\,d\rho + \rho A\,dV + \rho V\,dA = 0$$

ou, após dividir-se cada termo por ρAV

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV}{V} + \frac{dA}{A} = 0 \tag{9.40}$$

Considerando $\dot{Q}_{vc} = \dot{W}_{vc} = 0$ e os efeitos de energia potencial desprezíveis, um balanço da taxa de energia com as devidas simplificações fornece

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2}$$

Substituindo a Eq. 9.39, segue-se que as entalpias de estagnação nos estados 1 e 2 são iguais: $h_{o2} = h_{o1}$. Já que qualquer estado a jusante da entrada pode ser considerado como o estado 2, deve ser satisfeita, em cada estado, a seguinte relação entre a entalpia específica e a energia cinética.

$$h + \frac{V^2}{2} = h_{o1} \quad \text{(constante)}$$

Na forma diferencial esta se torna

$$dh = -V\,dV \tag{9.41}$$

Esta equação mostra que, se a velocidade aumenta (diminui) na direção do escoamento, a entalpia específica deve diminuir (aumentar) na direção do escoamento, e vice-versa.

Além das Eqs. 9.40 e 9.41, que expressam a conservação de massa e energia, devem-se levar em consideração relações entre as propriedades. Considerando-se que o escoamento ocorra isoentropicamente, a relação entre propriedades (Eq. 6.10b)

$$T\,ds = dh - \frac{dp}{\rho}$$

simplifica-se e fornece

$$dh = \frac{1}{\rho}dp \tag{9.42}$$

Esta equação mostra que, quando a pressão aumenta ou diminui no sentido do escoamento, a entalpia específica varia do mesmo modo.

Montando a diferencial da relação entre propriedades $p = p(\rho, s)$

$$dp = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s d\rho + \left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_\rho ds$$

O segundo termo desaparece em um escoamento isoentrópico. Substituindo a Eq. 9.36a, temos

$$dp = c^2\,d\rho \tag{9.43}$$

a qual mostra que, quando a pressão aumenta ou diminui no sentido do escoamento, a massa específica varia do mesmo modo.

Podem-se tirar outras conclusões combinando-se estas equações diferenciais. A combinação das Eqs. 9.41 e 9.42 resulta em

$$\frac{1}{\rho}dp = -V\,dV \tag{9.44}$$

a qual mostra que, se a velocidade aumenta (diminui) no sentido do escoamento, a pressão deve diminuir (aumentar) no sentido do escoamento, e vice-versa.

Eliminando $d\rho$ das Eqs. 9.43 e 9.44 e combinando o resultado com a Eq. 9.40, temos

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V}\left[1 - \left(\frac{V}{c}\right)^2\right]$$

ou, com *o número de Mach M*,

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V}(1 - M^2) \tag{9.45}$$

VARIAÇÃO DA ÁREA COM A VELOCIDADE. A Eq. 9.45 mostra quanto a área varia com a velocidade. Podem ser identificados quatro casos:

Caso 1: Bocal subsônico $dV > 0, M < 1 \Rightarrow dA < 0$: O duto *converge* na direção do escoamento.
Caso 2: Bocal supersônico $dV > 0, M > 1 \Rightarrow dA > 0$: O duto *diverge* na direção do escoamento.
Caso 3: Difusor supersônico $dV < 0, M > 1 \Rightarrow dA < 0$: O duto *converge* na direção do escoamento.
Caso 4: Difusor subsônico $dV < 0, M < 1 \Rightarrow dA > 0$: O duto *diverge* na direção do escoamento.

As conclusões a que chegamos com respeito à natureza do escoamento em bocais e difusores subsônicos e supersônicos são resumidas na Fig. 9.28. Na Fig. 9.28*a* vemos que, para acelerar um [illegible] convergente [illegible] que $M = 1$ seja atingido, uma aceleração adicional pode ocorrer somente em um bocal divergente. Na Fig. 9.28*b*, vemos que é necessário um difusor convergente para desacelerar um fluido que escoe supersonicamente, mas, uma vez que $M = 1$ seja atingido, pode ocorrer uma desaceleração adicional somente em um difusor divergente. Estas descobertas sugerem que um número de Mach unitário só pode ocorrer numa posição em um bocal ou difusor no qual a área da seção reta é mínima. Essa posição de área mínima é chamada ***garganta***.

Fig. 9.28 Efeitos da variação de área em escoamentos subsônicos e supersônicos. (*a*) Bocais: *V* aumenta; *h*, *p* e *ρ* diminuem. (*b*) Difusores: *V* diminui; *h*, *p* e *ρ* aumentam.

garganta

Os desenvolvimentos nesta seção não exigiram a especificação de uma equação de estado; assim, as conclusões valem para todos os gases. Além disso, embora as conclusões tenham sido obtidas sob a restrição de escoamento isoentrópico através de bocais e difusores, elas são pelo menos qualitativamente válidas para escoamentos reais, porque o escoamento através de bocais e difusores bem projetados é bem próximo do isoentrópico. Eficiências isoentrópicas de bocais (Seção 6.12) além de 95% podem ser obtidas na prática.

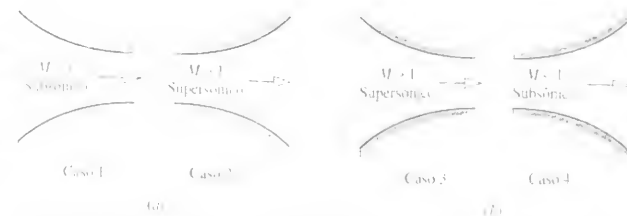
9.13.2 Efeitos da Pressão a Jusante sobre a Vazão Mássica

Nesta discussão consideramos o efeito da variação da *pressão a jusante* sobre a vazão mássica em bocais. A ***pressão a jusante*** é a pressão na região de descarga fora do bocal. Primeiramente examinamos o caso de bocais convergentes e depois consideramos os bocais convergente-divergentes.

pressão a jusante

BOCAIS CONVERGENTES. A Fig. 9.29 mostra um duto convergente com condições de estagnação na entrada descarregando em uma região em que é possível variar a pressão a jusante p_B. Para a série de casos denominados de a até e, vamos considerar como a vazão mássica $\dot{m}$ e a pressão de saída do bocal p_E variam à medida que a pressão a jusante é reduzida mantendo-se fixas as condições na entrada.

Quando $p_B = p_E = p_o$, não há escoamento, de forma que $\dot{m} = 0$. Isto corresponde ao caso a da Fig. 9.29. Se a pressão a jusante p_B for reduzida, como nos casos b e c, haverá escoamento através do bocal. Enquanto o escoamento for subsônico na saída, as informações sobre mudanças de condições na região de descarga podem ser transmitidas para montante. Diminuições na pressão a jusante resultam, assim, em maiores vazões mássicas e novas variações de pressão dentro do bocal. Em cada exemplo, a velocidade é subsônica ao longo de todo o bocal, e a pressão de saída é igual à pressão a jusante. Porém, o número de Mach na saída aumenta conforme p_B diminui, e eventualmente será atingido um número de Mach unitário na saída do bocal. A pressão correspondente a esta situação é designada por p^*, chamada *pressão crítica*. Este caso é representado por d na Fig. 9.29.

Lembrando que o número de Mach não pode aumentar além da unidade em uma seção convergente, passemos a considerar o que acontece quando a pressão a jusante é reduzida mais ainda até um valor menor que p^*, tal como representado pelo caso e. Já que a velocidade na saída é igual à velocidade do som, as informações sobre a variação das condições na região de descarga não podem ser mais transmitidas para montante do plano de saída. Conseqüentemente, reduções em p_B abaixo de p^* não produzem efeitos nas condições de escoamento do bocal. Nem a variação de pressão dentro do bocal nem a vazão mássica são afetadas. Nessas condições, diz-se que o bocal está ***estrangulado.*** Quando um bocal está estrangulado, a vazão mássica é a *máxima possível para as condições de estagnação dadas*. Para p_B menor que p^*, o escoamento se expande para fora do bocal para equiparar-se à pressão a jusante mais baixa, como mostra o caso e da Fig. 9.29. A variação de pressão fora do bocal não pode ser estimada com a utilização do modelo de escoamento unidimensional.

Válvula para ajustar a pressão a jusante
Região de escape

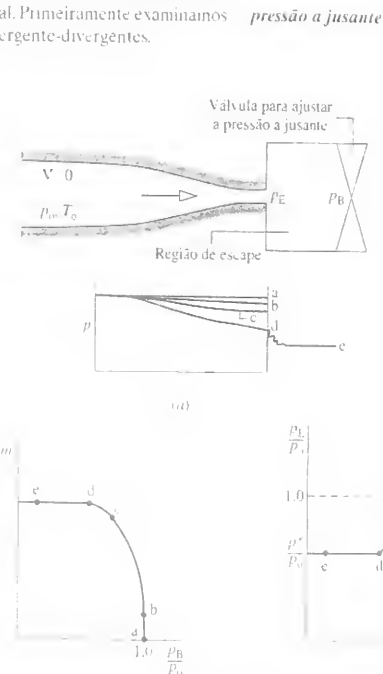



Fig. 9.29 Efeito da pressão a jusante na operação de um bocal convergente.

escoamento estrangulado: bocal convergente

BOCAIS CONVERGENTES-DIVERGENTES. A Fig. 9.30 ilustra os efeitos da variação da pressão a jusante em um bocal *convergente-divergente*. A série de casos denominados a até j é considerada a seguir.

- Vamos primeiro discutir os casos denominados a, b, c e d. O caso a corresponde a $p_B = p_E = p_o$, para o qual não existe escoamento. Quando a pressão a jusante é ligeiramente menor que p_o (caso b), existe algum escoamento, e o escoamento é subsônico em toda a extensão do bocal. De acordo com a discussão da Fig. 9.28, a maior velocidade e a pressão mais baixa ocorrem na garganta, e a parte divergente funciona como um difusor no qual a pressão aumenta e a velocidade diminui na direção do escoamento. Se a pressão a jusante for reduzida ainda mais, correspondendo ao caso c, a vazão mássica e a velocidade na garganta serão maiores do que antes. Ainda assim, o escoamento permanece subsônico em toda a extensão e qualitativamente o mesmo do que no caso b. À medida que a pressão a jusante é reduzida, o número de Mach na garganta aumenta e eventualmente um número de Mach unitário é atingido nesse ponto (caso d). Como antes, a maior velocidade e a menor pressão ocorrem na garganta, e a parte divergente permanece como um difusor subsônico. Porém, devido ao fato de a velocidade na garganta ser sônica, o bocal agora está ***estrangulado***: *a vazão mássica máxima foi atingida para as condições de estagnação dadas.* Reduções posteriores da pressão a jusante não podem resultar em aumento da vazão mássica.

escoamento estrangulado: bocal convergente-divergente

choque normal

- Quando a pressão a jusante é reduzida abaixo daquela correspondente ao caso d, o escoamento através da parte convergente e na garganta permanece inalterado. Porém, as condições dentro da parte divergente podem ser alteradas, como ilustram os casos e, f e g. No caso e, o fluido que passa pela garganta continua a se expandir e torna-se supersônico na parte divergente logo a jusante da garganta; mas em uma certa posição ocorre uma brusca variação das propriedades. Isto é chamado ***choque normal.*** No choque, ocorre um aumento rápido e irreversível na pressão, acompanhado de uma rápida diminuição de escoamento supersônico para subsônico. A jusante do choque, o duto divergente funciona como um difusor subsônico no qual o fluido continua a se desacelerar e a pressão aumenta para equiparar-se à pressão a jusante imposta na saída. Se a pressão a jusante for reduzida ainda mais (caso f), a posição do choque move-se para jusante, mas o escoamento permanece qualitativamente o mesmo que no caso e. Com a continuação da redução da pressão a jusante, a posição do choque move-se ainda mais a jusante da garganta até localizar-se na saída (caso g). Nesse caso, o escoamento ao longo de todo o bocal é isoentrópico, com escoamento subsônico na parte convergente, $M = 1$ na garganta, e escoamento supersônico na parte divergente. Já que o fluido que deixa o bocal passa por um choque, ele é subsônico logo a jusante do plano de saída.

Fig. 9.30 Efeito da pressão a jusante na operação de um bocal convergente-divergente.

- Finalmente, vamos considerar os casos h, i e j, em que a pressão a jusante é menor que aquela correspondente ao caso g. Em cada um desses casos, o escoamento através do bocal não é afetado. O ajuste para a variação da pressão a jusante ocorre fora do bocal. No caso h, a pressão diminui continuamente à medida que o fluido se expande isoentropicamente no bocal e depois aumenta até a pressão a jusante fora do bocal. A compressão que ocorre fora do bocal envolve *ondas de choque oblíquas*. No caso i, o fluido se expande isoentropicamente até a pressão a jusante e nenhum choque ocorre dentro ou fora do bocal. No caso j, o fluido se expande isoentropicamente no bocal e então se expande fora do bocal até a pressão a jusante através de *ondas de expansão oblíquas*. Uma vez que $M = 1$ seja atingido na garganta, a vazão mássica fica fixa no valor máximo para as condições de estagnação dadas, de modo que a vazão mássica é a mesma para pressões a jusante correspondendo aos casos d até j. Variações de pressão fora do bocal que envolvam ondas oblíquas não podem ser estimadas com a utilização do modelo de escoamento unidimensional.

9.13.3 Escoamento através de um Choque Normal

Verificamos que, em certas condições, uma mudança rápida e abrupta de estado denominada choque ocorre no trecho divergente de um bocal supersônico. Em um choque *normal*, essa mudança de estado ocorre em um plano normal à direção do escoamento. O propósito desta discussão é desenvolver procedimentos para a determinação das variações de estado através de um choque normal.

MODELANDO CHOQUES NORMAIS. Um volume de controle que engloba um choque normal é mostrado na Fig. 9.31. O volume de controle é admitido em regime permanente com $\dot{W}_{vc} = 0$, $\dot{Q}_{vc} = 0$ e os efeitos da energia potencial desprezíveis. A espessura do choque é muito pequena (da ordem de 10^{-5} cm). Assim, não há variação significativa na área de escoamento ao longo do choque, embora este possa ocorrer em uma passagem divergente, e as forças que atuam na parede podem ser desprezadas em relação às forças de pressão que atuam nas posições a montante e a jusante, designadas, respectivamente, por x e y.

Fig. 9.31 Volume de controle englobando um choque normal.

Os estados a montante e a jusante estão relacionados pelas seguintes equações:

Massa:

$$\rho_x V_x = \rho_y V_y \tag{9.46}$$

Energia:

$$h_x + \frac{V_x^2}{2} = h_y + \frac{V_y^2}{2} \tag{9.47a}$$

ou

$$h_{ox} = h_{oy} \tag{9.47b}$$

Quantidade de movimento:

$$p_x - p_y = \rho_y V_y^2 - \rho_x V_x^2 \tag{9.48}$$

Entropia:

$$s_y - s_x = \dot{\sigma}_{vc}/\dot{m} \tag{9.49}$$

Quando combinadas com as relações entre propriedades para o fluido em consideração, as Eqs. 9.46, 9.47 e 9.48 permitem a determinação das condições a jusante para condições especificadas a montante. A Eq. 9.49 que corresponde à Eq 6.39 leva à importante conclusão de que o estado a jusante *tem de* ter uma entropia específica maior que o estado a montante, ou $s_y > s_x$.

Fig. 9.32 Interseção das linhas de Fanno e de Rayleigh como uma solução para as equações de choque normal.

LINHAS DE FANNO E RAYLEIGH. As equações de massa e de energia, Eqs. 9.46 e 9.47, podem ser combinadas com relações entre propriedades para o fluido em questão para fornecer uma equação que, quando representada em um diagrama h–s, é chamada ***linha de Fanno.*** Analogamente, as equações de massa e quantidade de movimento, Eqs. 9.46 e 9.48, podem ser combinadas para fornecer uma equação que, quando representada em um diagrama h–s, é chamada ***linha de Rayleigh.*** As linhas de Fanno e de Rayleigh estão traçadas em coordenadas h–s na Fig. 9.32. Pode-se mostrar que o ponto de entropia máxima em cada linha, pontos a e b, corresponde a $M = 1$. Pode-se mostrar também que os ramos superior e inferior de cada linha correspondem, respectivamente, a velocidades subsônicas e supersônicas.

linha de Fanno

linha de Rayleigh

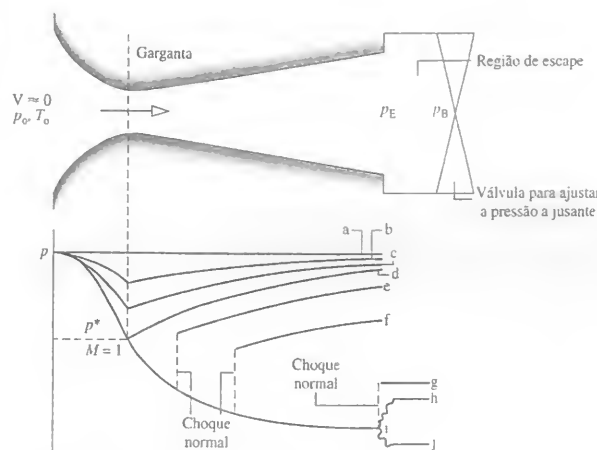
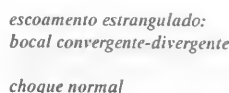
O estado a jusante y deve satisfazer simultaneamente as equações de massa, energia e quantidade de movimento, e assim o estado y está fixado pela interseção das linhas de Fanno e de Rayleigh que passam pelo estado x. Já que $s_y > s_x$, pode-se concluir que o escoamento ao longo do choque só pode passar *de* x *para* y. Conseqüentemente, a velocidade muda de supersônica antes do choque ($M_x > 1$) para subsônica após o choque ($M_y < 1$). Esta conclusão condiz com a discussão dos casos e, f e g da Fig. 9.30. Um aumento significativo na pressão ao longo do choque acompanha a diminuição da velocidade. A Fig. 9.32 também indica os estados de estagnação correspondentes aos estados a montante e a jusante do choque. A entalpia de estagnação não muda ao longo do choque, mas há uma diminuição marcante da pressão de estagnação associada ao processo irreversível que ocorre na região do choque normal.

9.14 Escoamento de Gases Ideais com Calores Específicos Constantes em Bocais e Difusores

A discussão sobre o escoamento em bocais e difusores apresentada na Seção 9.13 não necessita de qualquer hipótese acerca da equação de estado, e portanto os resultados obtidos valem de maneira geral. A atenção agora é voltada para gases ideais com calores específicos constantes. Este caso é apropriado para muitos problemas práticos que envolvem escoamento através de bocais e difusores. A hipótese de calores específicos constantes também permite a dedução de equações analíticas relativamente simples.

FUNÇÕES DE ESCOAMENTO ISOENTRÓPICO. Iniciaremos desenvolvendo equações que relacionam um estado em um escoamento compressível com o estado de estagnação correspondente. Para

Para o caso de gás ideal com c_p constante, a Eq. 9.39 torna-se

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p}$$

onde T_0 é a temperatura de estagnação. Substituindo $c_p = kR/(k-1)$ juntamente com as Eqs. 9.37 e 9.38, a relação entre a temperatura T e o número de Mach M do gás que escoa e a temperatura de estagnação T_0 correspondente é

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2}M^2 \tag{9.50}$$

Com a Eq. 6.43, uma relação entre a temperatura T e a pressão p do gás que escoa e a temperatura de estagnação T_0 e a pressão de estagnação p_0 correspondentes é

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{k/(k-1)}$$

Inserindo a Eq. 9.50 nesta expressão temos

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)^{k/(k-1)} \tag{9.51}$$

Embora as condições sônicas possam não ser realmente atingidas em um certo escoamento, é conveniente dispor de uma expressão que relacione a área A em uma dada seção à área A* que *seria* necessária para escoamento sônico ($M = 1$) com a mesma vazão mássica e o mesmo estado de estagnação. Estas áreas estão relacionadas por

$$\rho A V = \rho^* A^* V^*$$

onde ρ^* e V^* são a massa específica e a velocidade, respectivamente, quando $M = 1$. Substituindo a equação de estado de gás ideal, juntamente com as Eqs. 9.37 e 9.38, e resolvendo para A/A^*, temos

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M}\frac{p^*}{p}\left(\frac{T}{T^*}\right)^{1/2} = \frac{1}{M}\frac{p^*/p_0}{p/p_0}\left(\frac{T/T_0}{T^*/T_0}\right)^{1/2}$$

onde T^* e p^* são, respectivamente, a temperatura e a pressão quando $M = 1$. Então, com as Eqs. 9.50 e 9.51,

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)\left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)\right]^{(k+1)/2(k-1)} \tag{9.52}$$

A variação de A/A^* com M é dada na Fig. 9.33 para $k = 1,4$. A figura mostra que um único valor de A/A^* corresponde a qualquer escolha de M. Porém, para um dado valor de A/A^* diferente da unidade, existem dois possíveis valores para o número de Mach, um subsônico e o outro supersônico. Isto está de acordo com a discussão da Fig. 9.28, onde foi determinado que uma passagem convergente-divergente com uma seção de área mínima é necessária para acelerar um escoamento da velocidade subsônica para supersônica.

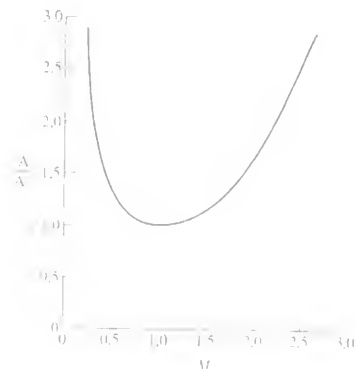



Fig. 9.33 Variação de A/A^* *versus* o número de Mach em um escoamento isoentrópico para $k = 1,4$.

Tabela 9.2

Funções de Escoamento Isoentrópico para um Gás Ideal com $k = 1,4$

M	T/T_0	p/p_0	A/A^*
0	1,000 00	1,000 00	
0,10	0,998 00	0,993 03	5,8218
0,20	0,992 06	0,972 50	2,9635
0,30	0,982 32	0,939 47	2,0351
0,40	0,968 99	0,895 62	1,5901
0,50	0,952 38	0,843 02	1,3398
0,60	0,932 84	0,784 00	1,1882
0,70	0,910 75	0,720 92	1,094 37
0,80	0,886 52	0,656 02	1,038 23
0,90	0,860 58	0,591 26	1,008 86
1,00	0,833 33	0,528 28	1,000 00
1,10	0,805 15	0,468 35	1,007 93
1,20	0,776 40	0,412 38	1,030 44
1,30	0,747 38	0,360 92	1,066 31
1,40	0,718 39	0,314 24	1,1149
1,50	0,689 65	0,272 40	1,1762
1,60	0,661 38	0,235 27	1,2502
1,70	0,633 72	0,202 59	1,3376
1,80	0,606 80	0,174 04	1,4390
1,90	0,580 72	0,149 24	1,5552
2,00	0,555 56	0,127 80	1,6875
2,10	0,531 35	0,109 35	1,8369
2,20	0,508 13	0,093 52	2,0050
2,30	0,485 91	0,079 97	2,1931
2,40	0,464 68	0,068 40	2,4031

As Eqs. 9.50, 9.51 e 9.52 permitem computar e tabelar as razões T/T_0, p/p_0 e A/A^* *versus* o número de Mach como a única variável independente para um valor especificado de k. A Tabela 9.2 fornece uma tabulação desse tipo para $k = 1,4$. Tal tabela facilita a análise do escoamento através de bocais e difusores. As Eqs. 9.50, 9.51 e 9.52 também podem ser prontamente calculadas por meio de programas de computador, como o *Interactive Thermodynamics: IT*.

No Exemplo 9.14, consideramos o efeito da pressão de retorno sobre o fluxo em um bocal convergente. O *primeiro passo* da análise é checar se o fluxo está comprimido.

Exemplo 9.14 EFEITO DA PRESSÃO A JUSANTE: BOCAL CONVERGENTE

Um bocal convergente tem uma área de saída de 0,001 m². O ar entra no bocal com velocidade desprezível a uma pressão de 1,0 MPa e a uma temperatura de 360 K. Para escoamento isoentrópico de um gás ideal com $k = 1,4$, determine a vazão mássica, em kg/s, e o número de Mach na saída para pressões a jusante de **(a)** 500 kPa e **(b)** 784 kPa.

Solução

Dado: Ar escoa isoentropicamente a partir de condições de estagnação especificadas por um bocal com uma área de saída conhecida.

Pede-se: Para pressões a jusante de 500 e 784 kPa, determine a vazão mássica, em kg/s, e o número de Mach na saída.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

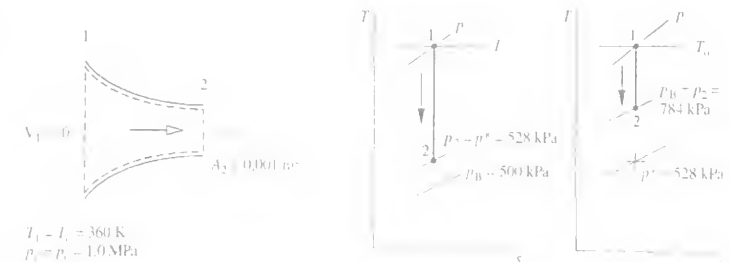



Fig. E9.14

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado no esboço opera em regime permanente.
2. O ar é modelado como um gás ideal com $k = 1{,}4$.
3. O escoamento através do bocal é isoentrópico

Análise: O *primeiro passo* é verificar se o escoamento está estrangulado. Com $k = 1{,}4$ e $M = 1{,}0$, a Eq. 9.51 fornece $p^*/p_o = 0{,}528$. ❶ Como $p_0 = 1{,}0$ MPa, a pressão crítica é $p^* = 528$ kPa. Assim, para pressões a jusante de 528 kPa ou menos, o número de Mach é unitário na saída e o bocal está estrangulado.

(a) Dessa discussão segue-se que, para uma pressão a jusante de 500 kPa, o bocal está estrangulado Na saída, $M_2 = 1{,}0$ e a pressão na saída iguala-se à pressão crítica, $p_2 = 528$ kPa. A vazão mássica é o valor máximo que pode ser atingido para as condições de estagnação dadas. Com a equação de estado de gás ideal, a vazão mássica fica

$$\dot{m} = \rho_2 A_2 V_2 = \frac{p_2}{RT_2} A_2 V_2$$

A área de saída A_2 exigida por esta expressão é especificada como 10^{-3} m². Como $M = 1$ na saída, a temperatura de saída T_2 pode ser determinada da Eq. 9.50, que, com o rearranjo, torna-se

$$T_2 = \frac{T_o}{1 + \dfrac{k-1}{2}M^2} = \frac{360 \text{ K}}{1 + \left(\dfrac{1{,}4 - 1}{2}\right)(1)^2} = 300 \text{ K}$$

Então, com a Eq. 9.37, a velocidade de saída V_2 é

$$V_2 = \sqrt{kRT_2}$$

$$= \sqrt{1{,}4\left(\frac{8314}{28{,}97}\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(300\text{ K})\left|\frac{1\text{ kg}\cdot\text{m/s}^2}{1\text{ N}}\right|} = 347{,}2 \text{ m/s}$$

Finalmente,

$$\dot{m} = \frac{(528 \times 10^3 \text{ N/m}^2)(10^{-3}\text{ m}^2)(347{,}2 \text{ m/s})}{\left(\dfrac{8314}{28{,}97}\dfrac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(300 \text{ K})} = 2{,}13 \text{ kg/s}$$

(b) Já que a pressão a jusante de 784 kPa é maior que a pressão crítica determinada, o escoamento em toda a extensão do bocal é subsônico e a pressão de saída é igual à pressão a jusante, $p_2 = 784$ kPa. Pode-se encontrar o número de Mach na saída através da resolução da Eq. 9.51, obtendo-se

$$M_2 = \left\{\frac{2}{k-1}\left[\left(\frac{p_o}{p_2}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]\right\}^{1/2}$$

Substituindo valores, temos

$$M_2 = \left\{\frac{2}{1{,}4-1}\left[\left(\frac{1 \times 10^6}{7{,}84 \times 10^5}\right)^{0{,}286} - 1\right]\right\}^{1/2} = 0{,}6$$

Com o número de Mach na saída conhecido, a temperatura de saída T_2 pode ser determinada a partir da Eq. 9.50 como sendo 336 K. A velocidade de saída é, então,

$$V_2 = M_2 c_2 = M_2\sqrt{kRT_2} = 0{,}6\sqrt{1{,}4\left(\frac{8314}{28{,}97}\right)(336)}$$

$$= 220{,}5 \text{ m/s}$$

A vazão mássica é

$$\dot{m} = \rho_2 A_2 V_2 = \frac{p_2}{RT_2}A_2V_2 = \frac{(784 \times 10^3)(10^{-3})(220{,}5)}{(8314/28{,}97)(336)}$$

$$= 1{,}79 \text{ kg/s}$$

❶ O uso da Tabela 9.2 reduz alguns dos cálculos necessários para a solução. Deixamos como exercício o desenvolvimento de uma solução utilizando esta tabela. Observe também que o primeiro passo da análise é verificar se o escoamento está estrangulado.

Teste-Relâmpago

Utilizando as funções de escoamento isoentrópico da Tabela 9.2, determine a temperatura de saída e o número de Mach para uma pressão a jusante de 843 kPa

Resposta 342,9 K, 0,5.

FUNÇÕES DE CHOQUE NORMAL. A seguir, vamos desenvolver equações analíticas para choques normais para o caso de um gás ideal com calores específicos constantes. Para esse caso, segue-se da equação de energia, Eq. 9.47b, que não há variação alguma da temperatura de estagnação ao longo do choque, $T_{ox} = T_{oy}$. Então, com a Eq. 9.50, obtemos a seguinte expressão para a razão entre temperaturas ao longo do choque:

$$\frac{T_y}{T_x} = \frac{1 + \dfrac{k-1}{2}M_x^2}{1 + \dfrac{k-1}{2}M_y^2} \tag{9.53}$$

Rearrumando a Eq 9.48, temos

$$p_x + \rho_x V_x^2 = p_y + \rho_y V_y^2$$

Substituindo a equação de estado de gás ideal, juntamente com as Eqs. 9.37 e 9.38, temos que a razão entre a pressão a jusante do choque e a pressão a montante é

$$\frac{p_y}{p_x} = \frac{1 + kM_x^2}{1 + kM_y^2} \tag{9.54}$$

Analogamente, a Eq 9.46 torna-se

$$\frac{p_y}{p_x} = \sqrt{\frac{T_y}{T_x}}\frac{M_x}{M_y}$$

A equação a seguir, que relaciona os números de Mach M_x e M_y ao longo do choque, pode ser obtida quando as Eqs. 9.53 e 9.54 são substituídas nesta expressão

$$M_y^2 = \frac{M_x^2 + \dfrac{2}{k-1}}{\dfrac{2k}{k-1}M_x^2 - 1} \tag{9.55}$$

A razão entre as pressões de estagnação ao longo do choque p_{oy}/p_{ox} às vezes é útil. Deixamos como exercício mostrar que

$$\frac{p_{oy}}{p_{ox}} = \frac{M_x}{M_y}\left(\frac{1 + \dfrac{k-1}{2}M_y^2}{1 + \dfrac{k-1}{2}M_x^2}\right)^{(k+1)/2(k-1)} \tag{9.56}$$

Como não há variação de área ao longo de um choque, as Eqs. 9.52 e 9.56 são combinadas para fornecer

$$\frac{A_x^*}{A_y^*} = \frac{p_{oy}}{p_{ox}} \tag{9.57}$$

Para valores especificados de M_x e uma razão entre calores específicos k, o número de Mach a jusante de um choque pode ser encontrado a partir da Eq. 9.55. Então, com M_x, M_y e k conhecidos, as razões T_y/T_x, p_y/p_x e p_{oy}/p_{ox} podem ser determinadas a partir das Eqs. 9.53, 9.54 e 9.56 Em consequência, podem-se construir tabelas que forneçam M_y, T_y/T_x, p_y/p_x e p_{oy}/p_{ox} *versus* o número de Mach M_x como a única variável independente para um valor de k especificado A Tabela 9.3 é uma tabulação desse tipo para $k = 1{,}4$.

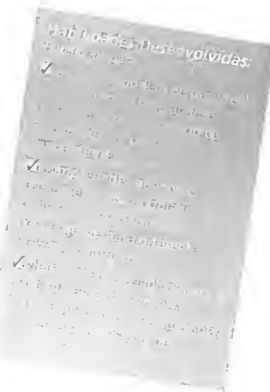



Tabela 9.3

Funções de Choque Normal para um Gás Ideal com k = 1,4

M_x	M_y	p_y/p_x	T_y/T_x	p_{oy}/p_{ox}
1,00	1,000 00	1,0000	1,0000	1,000 00
1,10	0,911 77	1,2450	1,0649	0,998 92
1,20	0,842 17	1,5133	1,1280	0,992 80
1,30	0,785 96	1,8050	1,1909	0,979 35
1,40	0,739 71	2,1200	1,2547	0,958 19
1,50	0,701 09	2,4583	1,3202	0,929 78
1,60	0,668 44	2,8201	1,3880	0,895 20
1,70	0,640 55	3,2050	1,4583	0,855 73
1,80	0,616 50	3,6133	1,5316	0,812 68
1,90	0,595 62	4,0450	1,6079	0,767 35
2,00	0,577 35	4,5000	1,6875	0,720 88
2,10	0,561 28	4,9784	1,7704	0,674 22
2,20	0,547 06	5,4800	1,8569	0,628 12
2,30	0,534 41	6,0050	1,9468	0,583 31
2,40	0,523 12	6,5533	2,0403	0,540 15
2,50	0,512 99	7,1250	2,1375	0,499 02
2,60	0,503 87	7,7200	2,2383	0,460 12
2,70	0,495 63	8,3383	2,3429	0,423 59
2,80	0,488 17	8,9800	2,4512	0,389 46
2,90	0,481 38	9,6450	2,5632	0,357 73
3,00	0,475 19	10,333	2,6790	0,328 34
4,00	0,434 96	18,500	4,0469	0,138 76
5,00	0,415 23	29,000	5,8000	0,061 72
10,00	0,387 57	116,50	20,388	0,003 04
∞	0,377 96	∞	∞	0,0

No próximo exemplo, consideramos o efeito da pressão a jusante sobre o escoamento em um bocal convergente-divergente. Os principais elementos da análise incluem determinar se o escoamento está estrangulado e se existe um choque normal.

Exemplo 9.15 EFEITO DA PRESSÃO A JUSANTE: BOCAL CONVERGENTE-DIVERGENTE

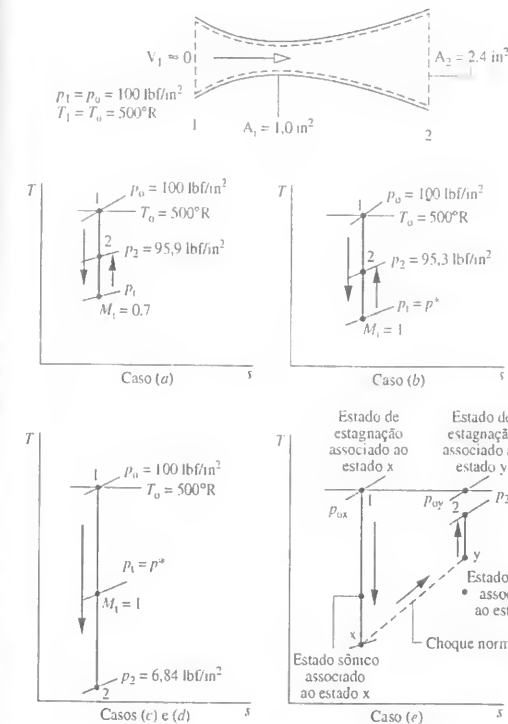
Um bocal convergente-divergente que opera em regime permanente tem uma área de garganta de 1,0 in² (0,0006 m²) e uma área de saída de 2,4 in² (0,001 m²). O ar entra no bocal com uma velocidade desprezível a uma pressão de 100 lbf/in² (689,5 kPa) e a uma temperatura de 500°R (4,6°C). Considerando o ar um gás ideal com k = 1,4, determine a vazão mássica, em lb/s, a pressão na saída, em lbf/in², e o número de Mach na saída para cada um dos seguintes casos. **(a)** Escoamento isentrópico com M = 0,7 na garganta **(b)** Escoamento isentrópico com M = 1 na garganta e a parcela divergente funcionando como um difusor. **(c)** Escoamento isentrópico com M = 1 na garganta e a parcela divergente funcionando como um bocal. **(d)** Escoamento isentrópico no bocal com um choque normal localizado na saída **(e)** Um choque normal localizado na seção divergente numa posição em que a área é 2,0 in² (0,001 m²). No resto do bocal, o escoamento é isoentrópico.

Solução

Dado: Ar escoa a partir de condições de estagnação especificadas por um bocal convergente-divergente com garganta e área de saída conhecidas.

Pede-se: A vazão mássica, a pressão de saída e o número de Mach na saída devem ser determinados para cada um dos cinco casos.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E9.15

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado no desenho opera em regime permanente. Os diagramas T–s fornecidos localizam estados dentro do bocal.
2. O ar é modelado como um gás ideal com k = 1,4.
3. O escoamento através do bocal é isoentrópico em toda a sua extensão, exceto no caso (e), em que um choque ocorre na seção divergente.

1,0 in² = 0,0006 m²
2,4 in² = 0,001 m²
6,84 lbf/in² = 47,2 kPa
95,3 lbf/in² = 657,1 kPa
95,9 lbf/in² = 661,2 kPa
100 lbf/in² = 689,5 kPa
500°R = 4,6°C

Análise:

(a) O diagrama T–s mostra os estados percorridos pelo gás neste caso. São conhecidos os seguintes dados: o número de Mach na garganta, M_t = 0,7, a área da garganta, A_t = 1,0 in², e a área da saída, A_2 = 2,4 in². O número de Mach na saída M_2, a temperatura na saída T_2 e a pressão na saída p_2 podem ser determinados por meio da identidade

$$\frac{A_2}{A^*} = \frac{A_2}{A_t}\frac{A_t}{A^*}$$

Com M_t = 0,7, a Tabela 9.2 fornece A_t/A^* = 1,09437. Assim,

$$\frac{A_2}{A^*} = \left(\frac{2{,}4\ \text{in}^2}{1{,}0\ \text{in}^2}\right)(1{,}09437) = 2{,}6265$$

O escoamento em toda a extensão do bocal, incluindo a saída, é subsônico. Conseqüentemente, com esse valor de A_2/A^*, a Tabela 9.2 fornece $M_2 \approx 0{,}24$. Para M_2 = 0,24, T_2/T_o = 0,988 e p_2/p_o = 0,959. Como a temperatura e a pressão de estagnação são 500°R e 100 lbf/in², respectivamente, segue-se que T_2 = 494°R e p_2 = 95,9 lbf/in².

A velocidade na saída é

$$V_2 = M_2 c_2 = M_2\sqrt{kRT_2}$$
$$= 0{,}24\sqrt{1{,}4\left(\frac{1545}{28{,}97}\frac{\text{ft}\cdot\text{lbf}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)(494^\circ\text{R})\left|\frac{32{,}2\ \text{lb}\cdot\text{ft/s}^2}{1\ \text{lbf}}\right|}$$
$$= 262\ \text{ft/s}$$

A vazão mássica é

$$\dot{m} = \rho_2 A_2 V_2 = \frac{p_2}{RT_2}A_2V_2$$
$$= \frac{(95{,}9\ \text{lbf/in}^2)(2{,}4\ \text{in}^2)(262\ \text{ft/s})}{\left(\frac{1545}{28{,}97}\frac{\text{ft}\cdot\text{lbf}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)(494^\circ\text{R})} = 2{,}29\ \text{lb/s}$$

(b) O diagrama T-s mostra os estados percorridos pelo gás neste caso Já que $M = 1$ na garganta, temos $A_t = A^*$, e assim $A_2/A^* = 2{,}4$ A Tabela 9.2 fornece dois números de Mach para esta razão. $M \approx 0{,}26$ e $M \approx 2{,}4$ A seção divergente funciona como um difusor nesta parte do exemplo; conseqüentemente, o valor subsônico é apropriado O valor supersônico é apropriado para o item (c).

Assim, a partir da Tabela 9 2 tem-se em $M_2 = 0{,}26$, $T_2/T_o = 0{,}986$ e $p_2/p_o = 0{,}953$. Como $T_o = 500°R$ e $p_o = 100$ lbf/in², segue-se que $T_2 = 493°R$ e $p_2 = 95{,}3$ lbf/in²

A velocidade na saída é

$$V_2 = M_2 c_2 = M_2\sqrt{kRT_2}$$
$$= 0{,}26\sqrt{(1{,}4)\left(\frac{1545}{28{,}97}\right)(493)|32{,}2|} = 283 \text{ ft/s}$$

A vazão mássica é

$$\dot{m} = \frac{p_2}{RT_2}A_2V_2 = \frac{(95{,}3)(2{,}4)(283)}{\left(\frac{1545}{28{,}97}\right)(493)} = 2{,}46 \text{ lb/s}$$

Esta é a vazão mássica máxima para a geometria e condições de estagnação especificadas: o escoamento está estrangulado.

(c) O diagrama T-s mostra os estados percorridos pelo gás neste caso. Como discutimos no item (b), o número de Mach na saída nesta parte do exemplo é $M_2 = 2{,}4$. Com isto, a Tabela 9.2 fornece $p_2/p_o = 0{,}0684$. Com $p_o = 100$ lbf/in², a pressão na saída é $p_2 = 6{,}84$ lbf/in². Já que o bocal está estrangulado, a vazão mássica é a mesma que a obtida no item (b).

(d) Como um choque normal está localizado na saída e o escoamento a montante do choque é isoentrópico, o número de Mach M_x e a pressão p_x correspondem aos valores encontrados no item (c), $M_x = 2{,}4$, $p_x = 6{,}84$ lbf/in². Então, da Tabela 9.3, $M_y \approx 0{,}52$ e $p_y/p_x = 6{,}5533$. A pressão a jusante do choque é, portanto, 44,82 lbf/in². Esta é a pressão na saída. A vazão mássica é a mesma que a obtida no item (b).

(e) O diagrama T-s mostra os estados percorridos pelo gás. Sabe-se que um choque está localizado na seção divergente onde a área é $A_x = 2{,}0$ in². Como ocorre um choque, o escoamento é sônico na garganta, de modo que $A_x^* = A_t = 1{,}0$ in². O número de Mach M_x pode então ser encontrado a partir na Tabela 9.2, usando-se $A_x/A_x^* = 2$, como sendo $M_x = 2{,}2$.

O número de Mach na saída pode ser determinado por meio da identidade

$$\frac{A_2}{A_y^*} = \left(\frac{A_2}{A_x^*}\right)\left(\frac{A_x^*}{A_y^*}\right)$$

Substituindo A_x^*/A_y^* pela Eq. 9.57, temos

$$\frac{A_2}{A_y^*} = \left(\frac{A_2}{A_x^*}\right)\left(\frac{p_{oy}}{p_{ox}}\right)$$

onde p_{ox} e p_{oy} são as pressões de estagnação antes e depois do choque, respectivamente Com $M_x = 2{,}2$, a razão entre pressões de estagnação é obtida da Tabela 9.3 como sendo $p_{oy}/p_{ox} = 0{,}62812$. Assim,

$$\frac{A_2}{A_y^*} = \left(\frac{2{,}4 \text{ in}^2}{1{,}0 \text{ in}^2}\right)(0{,}62812) = 1{,}51$$

Utilizando esta razão e observando que o escoamento é subsônico após o choque, a Tabela 9.2 nos fornece $M_2 \approx 0{,}43$, para o qual $p_2/p_{oy} = 0{,}88$.

A pressão na saída pode ser determinada por meio da identidade

$$p_2 = \left(\frac{p_2}{p_{oy}}\right)\left(\frac{p_{oy}}{p_{ox}}\right)p_{ox} = (0{,}88)(0{,}628)\left(100\frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}\right) = 55{,}3 \text{ lbf/in}^2$$

Já que o escoamento está estrangulado, a vazão mássica é a mesma que a obtida no item (b).

O item (a) deste exemplo corresponde aos casos denominados b e c na Fig. 9.30. O item (c) corresponde ao caso d na Fig. 9.30 O item (d) corresponde ao caso g na Fig. 9.30 e o item (e) corresponde aos casos e e f

Teste-Relâmpago

Qual é a temperatura de estagnação, em °R, correspondente ao estado de saída para o caso (c)?

Resposta 500°R

Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo, estudamos a modelagem termodinâmica de motores de combustão interna, de instalações de potência com turbina a gás e do escoamento compressível em bocais e difusores A modelagem de ciclos é baseada na utilização da análise de ar-padrão, em que o fluido de trabalho é o ar considerado na condição de gás ideal.

Os processos nos motores de combustão interna são descritos em termos de três ciclos de ar-padrão: os ciclos Otto, Diesel e dual, os quais diferem uns dos outros apenas pela maneira como o processo de adição de calor é modelado. Para esses ciclos, calculamos o trabalho e as transferências de calor principais junto com dois parâmetros de desempenho importantes: a pressão média efetiva e a eficiência térmica O efeito da variação da taxa de compressão sobre o desempenho do ciclo também é examinado.

O desempenho de instalações de potência com turbinas a gás simples é descrito em termos do ciclo de ar-padrão Brayton. Para este ciclo, calculamos o trabalho e as transferências de calor principais junto com dois parâmetros de desempenho importantes: a razão de trabalho reverso e a eficiência térmica. Também consideramos os efeitos sobre o desempenho causados por irreversibilidades e perdas e pela variação da relação de pressão do compressor. Três modificações são introduzidas no ciclo simples para melhorar o desempenho: regeneração, reaquecimento e compressão com inter-resfriamento. Aplicações relativas a turbinas a gás também são consideradas, inclusive sistemas de propulsão de aeronaves e ciclos combinados de turbinas a gás e vapor. Além disso, são apresentados os ciclos Ericsson e Stirling.

O capítulo se encerra com o estudo do escoamento compressível através de bocais e difusores. Começamos pela apresentação da equação de quantidade de movimento para escoamento unidimensional permanente, da velocidade do som e do estado de estagnação. Em seguida consideramos os efeitos de mudança de área e pressão a jusante sobre o desempenho tanto no escoamento subsônico quanto no supersônico. O escoamento estrangulado e a presença de choques normais nesses escoamentos são examinados. São introduzidas tabelas para facilitar a análise para o caso de gases ideais com a razão entre calores específicos constante, dada por $k = 1{,}4$.

Os itens a seguir fornecem um guia de estudo para este capítulo. Ao término do estudo do texto e dos exercícios dispostos no final do capítulo, você estará apto a

- ✓ descrever o significado dos termos dispostos em negrito ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O conjunto de conceitos fundamentais listados mais adiante é particularmente importante.
- ✓ desenhar diagramas p–v e T–s para os ciclos Otto, Diesel e dual. Aplicar o balanço de energia para sistemas fechados e a segunda lei da termodinâmica junto com dados de propriedades para se determinar o desempenho desses ciclos, incluindo a pressão média efetiva, a eficiência térmica e os efeitos da variação da taxa de compressão.
- ✓ desenhar diagramas esquemáticos acompanhados de diagramas T-s para o ciclo Brayton e para as modificações que envolvem regeneração, reaquecimento e compressão com inter-resfriamento. Em cada caso, esteja apto a aplicar balanços de massa e de energia, a segunda lei e dados de propriedades para determinar o desempenho de ciclos de potência de turbinas a gás, incluindo a eficiência térmica, a razão de trabalho reverso, a potência líquida produzida e os efeitos da variação da relação de pressão do compressor.
- ✓ analisar o desempenho de aplicações relacionadas com turbinas a gás que envolvam propulsão de aeronaves e instalações de potência com turbinas a gás e a vapor combinadas. Você também deve estar apto a aplicar os princípios deste capítulo aos ciclos Ericsson e Stirling.
- ✓ discutir para bocais e difusores os efeitos de variação de área em escoamentos subsônicos e supersônicos, os efeitos da pressão a jusante sobre a vazão mássica e a aparição e conseqüências de estrangulamento e choques normais.
- ✓ analisar o escoamento de gases ideais com calores específicos constantes em bocais e difusores, conforme os Exemplos 9.14 e 9.15.

Conceitos Fundamentais na Engenharia

pressão média efetiva
análise de ar-padrão
ciclo Otto
ciclo Diesel
ciclo dual
ciclo Brayton
efetividade do regenerador
motor turbojato
ciclo combinado
escoamento compressível
equação da quantidade de movimento
velocidade do som
número de Mach
escoamento subsônico e supersônico
estado de estagnação
escoamento estrangulado
choque normal

Equações Principais

$\text{pme} = \dfrac{\text{trabalho líquido para um ciclo}}{\text{volume de deslocamento}}$	(9.1)	Pressão média efetiva
Ciclo Otto		
$\eta = \dfrac{(u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)}{u_3 - u_2} = 1 - \dfrac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2}$	(9.3)	eficiência térmica
$\eta = 1 - \dfrac{1}{r^{k-1}}$	(9.8)	eficiência térmica (constante k)
Ciclo Diesel		
$\eta = \dfrac{W_{ciclo}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \dfrac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \dfrac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2}$	(9.11)	eficiência térmica
$\eta = 1 - \dfrac{1}{r^{k-1}}\left[\dfrac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)}\right]$	(9.13)	eficiência térmica (constante k)

Ciclo Brayton		
$\eta = \dfrac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{Q}_{ent}/\dot{m}} = \dfrac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}$	(9.19)	eficiência térmica
$\eta = 1 - \dfrac{1}{(p_2/p_1)^{(k-1)/k}}$	(9.25)	eficiência térmica (constante k)
$\text{bwr} = \dfrac{\dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \dfrac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4}$	(9.20)	razão de trabalho reverso
$\eta_{reg} = \dfrac{h_x - h_2}{h_4 - h_2}$	(9.27)	Efetividade do regenerador para o ciclo de turbina a gás regenerativa (Figura 9.14)
Escoamento compressível em bocais e difusores		
$F = \dot{m}(V_2 - V_1)$	(9.31)	Equação de *momentum* para escoamento unidimensional em regime permanente
$c = \sqrt{kRT}$	(9.37)	Velocidade do som de um gás ideal
$M = V/c$	(9.38)	Número de Mach
$h_o = h + V^2/2$	(9.39)	Entalpia de estagnação
$\dfrac{T_o}{T} = 1 + \dfrac{k-1}{2}M^2$	(9.50)	Função de escoamento isoentrópico relacionando a temperatura com a temperatura de estagnação (k constante)
$\dfrac{p_o}{p} = \left(\dfrac{T_o}{T}\right)^{k/(k-1)} = \left(1 + \dfrac{k-1}{2}M^2\right)^{k/(k-1)}$	(9.51)	Função de escoamento isoentrópico relacionando a pressão com a pressão de estagnação (k constante)

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Considera-se que os motores a óleo diesel têm um *torque* maior do que os motores a gasolina. O que isto significa?

2. Os carros da Fórmula 1 têm motor de 2,4 litros. O que isto significa? De que maneira o motor do seu automóvel é medido em litros?

3. Uma revista especializada em carros diz que o motor do seu carro apresenta maior potência quando a temperatura ambiente é baixa. Você concorda?

4. Trabalhando em altas altitudes os carros podem perder potência. Por quê?

5. Por que as superfícies externas do motor de uma máquina de cortar grama são aletadas?

6. Os ciclos ideais Brayton e Rankine são compostos pelos mesmos quatro processos, embora pareçam diferentes quando representados no diagrama T–s. Explique.

7. O termo *regeneração* é usado para descrever o uso de aquecedores de água de alimentação regenerativos em instalações de potência a vapor e trocadores de calor regenerativos nas turbinas a gás. De que maneira os objetivos desses sistemas são similares? Em que eles diferem?

8. Qual a eficiência térmica total do ciclo combinado do Exemplo 9.13?

9. Você salta de um bote inflável no meio de um lago. Em que direção se move o bote? Explique.

10. Como seria o diagrama T–s da Fig. 9.20 se fossem considerados os efeitos de atrito sobre o escoamento através do difusor, do compressor, da turbina e dos bocais?

11. Quais são as diferenças entre os motores de combustão *interna* e *externa*?

12. Em qual desses meios a velocidade sônica é maior: ar, aço ou água? O som se propaga no vácuo?

13. É possível ocorrer um choque a *montante* da garganta de um bocal convergente-divergente?

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Ciclos Otto, Diesel e Dual

9.1 Um ciclo de ar-padrão Otto apresenta uma taxa de compressão de 9. No início da compressão, $p_1 = 100$ kPa e $T_1 = 300$ K. A adição de calor por unidade de massa é de 1350 kJ/kg. Determine

(a) o trabalho líquido, em kJ por kg de ar.
(b) a eficiência térmica do ciclo.
(c) a pressão média efetiva, em kPa.
(d) A temperatura máxima do ciclo, em K
(e) Para investigar os efeitos da variação da taxa de compressão, esboce graficamente cada uma das quantidades calculadas nos itens (a) até (d) para taxas de compressão que variam de 1 a 12.

9.2 Resolva o Problema 9.1 em uma base de ar-padrão frio com calores específicos avaliados a 300 K.

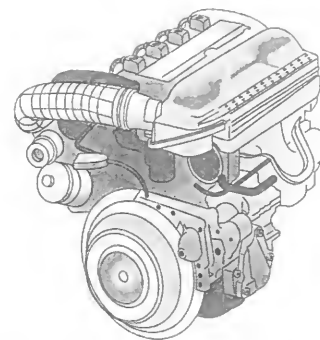
9.3 No início do processo de compressão de um ciclo de ar-padrão Otto, $p_1 = 1$ bar, $T_1 = 290$ K, $V_1 = 400$ cm³. A temperatura máxima do ciclo é 2200 K e a taxa de compressão é 8. Determine

(a) O calor adicionado, em kJ
(b) O trabalho líquido, em kJ
(c) A eficiência térmica
(d) A pressão média efetiva, em bar.
(e) Desenvolva um balancete completo da exergia transferida para o ar durante a adição de calor, em kJ
(f) Elabore e calcule uma eficiência exergética para o ciclo.

Admita $T_0 = 290$ K, $p_0 = 1$ bar.

9.4 Esboce graficamente as quantidades especificadas nos itens (a) até (d) do Problema 9.3 *versus* a taxa de compressão variando de 2 a 12

9.5 Resolva o Problema 9.3 em uma base de ar-padrão frio com calores específicos avaliados a 300 K

9.6 Um motor de combustão interna de quatro tempos e quatro cilindros opera a 2800 rpm. Os processos dentro de cada cilindro são modelados como um ciclo de ar-padrão Otto com uma pressão de 14,7 lbf/in² (101,3 kPa), uma temperatura de 80°F (26,7°), e um volume de 0,00196 ft³ (0,00006 m³) no início da compressão. A taxa de compressão é 10, e a pressão máxima no ciclo é de 360 lbf/in² (2,5 MPa). Determine, usando uma análise de ar-padrão frio com $k = 1,4$, a potência desenvolvida pelo motor, em HP, e a pressão média efetiva, em lbf/in².

9.7 Um ciclo de ar-padrão Otto tem uma taxa de compressão igual a 8, enquanto a temperatura e a pressão no início do processo de compressão valem 520°R (15,7°C) e 14,2 lbf/in² (97,9 kPa), respectivamente. A massa de ar é 0,0015 lb (0,0007 kg). A adição de calor é de 0,9 Btu. Determine

(a) a temperatura máxima, em °R
(b) a pressão máxima, em lbf/in²
(c) a eficiência térmica
(d) Para investigar os efeitos da variação da taxa de compressão, esboce graficamente cada uma das grandezas calculadas nos itens (a) até (c) para taxas de compressão variando de 2 a 12.

9.8 Resolva o Problema 9.7 em uma base de ar-padrão frio com calores específicos avaliados a 520°R (15,7°C).

9.9 No início do processo de compressão de um ciclo de ar-padrão Otto, $p_1 = 14,7$ lbf/in² (101,3 kPa) e $T_1 = 530$°R (21,3°C). Esboce graficamente a eficiência térmica e a pressão média efetiva, em lbf/in², para temperaturas máximas do ciclo variando de 2000 a 5000°R (838,0 e 2504,6°C) e taxas de compressão iguais a 6,8 e 10.

9.10 Resolva o Problema 9.9 em uma base de ar-padrão frio utilizando $k = 1,4$

9.11 Um ciclo de ar-padrão Otto tem uma taxa de compressão igual a 7,5. No início da compressão, $p_1 = 85$ kPa e $T_1 = 32$°C. A massa de ar é 2 g e a temperatura máxima no ciclo é 960 K. Determine

(a) o calor rejeitado, em kJ.
(b) o trabalho líquido, em kJ.
(c) a eficiência térmica.
(d) a pressão média efetiva, em kPa.

9.12 A taxa de compressão de um ciclo de ar-padrão frio Otto é 9. No fim do processo de expansão, a pressão é 95 lbf/in² (655,0 kPa) e a temperatura vale 1000°R (282,4°C). O calor rejeitado pelo ciclo é de 86 Btu/lb de ar (200,0 kJ/kg). Admitindo $k = 1,4$, determine

(a) o trabalho líquido, em Btu por lb de ar.
(b) a eficiência térmica.
(c) a pressão média efetiva, em lbf/in².

9.13 Considere uma modificação no ciclo de ar-padrão Otto por meio da qual ambos os processos de compressão e expansão isoentrópicas sejam substituídos por processos politrópicos com $n = 1,3$. A taxa de compressão para o ciclo modificado vale 9. No início da compressão, $p_1 = 1$ bar, $T_1 = 300$ K e $V_1 = 2270$ cm³. A temperatura máxima durante o ciclo é 2000 K. Determine

(a) o calor transferido e o trabalho em kJ, para cada processo do ciclo modificado.
(b) a eficiência térmica.
(c) a pressão média efetiva, em bar

9.14 Um motor de combustão interna de quatro tempos e quatro cilindros tem um diâmetro de 2,55 in (0,06 m) e um curso de 2,10 in (0,05 m). O volume morto é de 12% do volume do cilindro no ponto morto inferior e o eixo de manivelas roda a 3600 rpm. Os processos no interior de cada cilindro podem ser modelados como um ciclo de ar-padrão Otto com uma pressão de 14,6 lbf/in² (100,7 kPa) e a uma temperatura de 100°F (37,8°C) no início da compressão. A temperatura máxima do ciclo é 5200°R (2615,7°C). Com base nesse modelo, calcule o trabalho líquido por ciclo, em Btu, e a potência desenvolvida pelo motor, em HP.

9.15 No início do processo de compressão de um ciclo de ar-padrão Otto, $p_1 = 1$ bar e $T_1 = 300$ K. A temperatura máxima do ciclo é 2000 K. Esboce graficamente o trabalho líquido por unidade de massa, em kJ/kg, a eficiência térmica e a pressão média efetiva, em bar, *versus* a taxa de compressão variando entre 2 e 14

9.16 Investigue o efeito da temperatura máxima do ciclo no trabalho líquido por unidade de massa de ar para ciclos de ar-padrão Otto com taxas de compressão iguais a 5, 8 e 11. No início do processo de compressão, $p_1 = 1$ bar e $T_1 = 295$ K. Admita que a temperatura máxima em cada caso varie entre 1000 e 2200 K

9.17 O diagrama pressão-volume específico de um ciclo de ar-padrão *Lenoir* é mostrado na Fig. P9.17. O ciclo consiste em uma adição de calor a volume constante, uma expansão isoentrópica e uma compressão a pressão constante. Para o ciclo, $p_1 = 14.7$ lbf/in² e $T_1 = 540$°R (26,8°C). A massa de ar é de $4,24 \times 10^{-3}$ lb ($1,9 \times 10^{-3}$ m), e a temperatura máxima do ciclo é de 1600°R (615,7°C). Supondo $c_v = 0,171$ Btu/lb · °R (0,72 kJ/kg · K), determine para o ciclo

(a) o trabalho líquido, em Btu.
(b) a eficiência térmica.

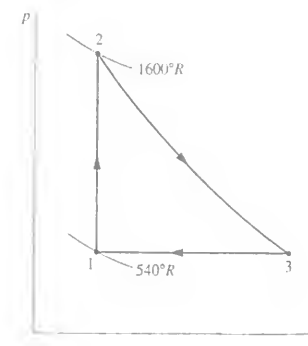



Fig. P9.17

9.18 O diagrama pressão-volume específico de um ciclo de ar-padrão *Atkinson* é mostrado na Fig. P9.18. O ciclo consiste em uma compressão isoentrópica, uma adição de calor a volume constante, uma expansão isoentrópica e uma compressão a pressão constante. Para um certo ciclo Atkinson, a taxa de compressão durante a compressão isoentrópica é 8,5. No início do processo de compressão, $p_1 = 100$ kPa e $T_1 = 300$ K. A adição de calor por unidade de massa a volume constante é 1400 kJ/kg. (a) Esboce o ciclo em um diagrama T–s. Determine (b) o trabalho líqui-

do, em kJ por kg de ar. (c) a eficiência térmica do ciclo e (d) a pressão média efetiva, em kPa.

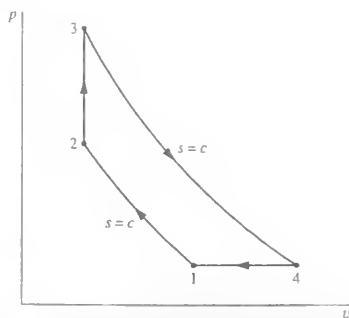



Fig. P9.18

9.19 Obtenha uma expressão para a eficiência térmica do ciclo de Atkinson (veja a Fig. P9.18) em uma base de ar-padrão frio em termos da razão de volume durante a compressão isoentrópica, da relação de pressão para o processo a volume constante e da razão de calores específicos. Compare as eficiências térmicas dos ciclos de ar-padrão frios Atkinson e Otto, tomando as mesmas taxas de compressão e temperaturas máximas. Discuta os resultados obtidos.

9.20 A pressão e a temperatura no início da compressão de um ciclo de ar-padrão Diesel são 95 kPa e 300 K, respectivamente. No final da adição de calor, a pressão é 7,2 MPa e a temperatura vale 2150 K. Determine

(a) a taxa de compressão
(b) a razão de corte.
(c) a eficiência térmica do ciclo.
(d) a pressão média efetiva, em kPa.

9.21 Resolva o Problema 9.20 em uma base de ar-padrão frio com calores específicos avaliados a 300 K.

9.22 A taxa de compressão de um ciclo de ar-padrão Diesel é 17 e as condições no início da compressão são p_1 = 14,0 lbf/in² (96,5 kPa), V_1 = 2 ft³ (0,06 m³) e T_1 = 520°R (15,7°C). A temperatura máxima do ciclo é 4000°R (1949,1°C). Calcule

(a) o trabalho líquido do ciclo, em Btu
(b) a eficiência térmica
(c) a pressão média efetiva, em lbf/in².
(d) a razão de corte.

9.23 Resolva o Problema 9.22 em uma base de ar-padrão frio com calores específicos avaliados a 520°R (15,7°C).

9.24 As condições no início da compressão de um ciclo de ar-padrão Diesel são fixadas por p_1 = 200 kPa, T_1 = 380 K. A taxa de compressão é 20 e a a razão de corte é 1,8. Para k = 1,4, determine

(a) a temperatura máxima, em K.
(b) O calor adicionado por por unidade de massa, em kJ/kg.
(c) o trabalho líquido por unidade de massa, em kJ/kg
(d) eficiência térmica
(e) a pressão média efetiva, em kPa.
(f) A fim de investigar os efeitos da variação da taxa de compressão, esboce graficamente cada uma das grandezas calculadas nos itens (a) até (e) para taxas de compressão variando de 5 a 25.

9.25 Considerando o ciclo Diesel do Problema 9.24 com uma taxa de compressão de 20 e uma razão de corte de 1,8.

(a) calcule as transferências de exergia que acompanham o calor e o trabalho para cada processo, em kJ/kg.
(b) elabore e calcule uma eficiência exergética para o ciclo

Admita T_0 = 300 K, p_0 = 100 kPa.

9.26 Um ciclo de ar padrão Diesel tem uma razão de compressão de 16 e uma razão de corte de 2. No início da compressão, p_1 = 14,2 lbf/in² (97,9 kPa), V_1 = 0,5 ft³ (0,01 m³) e T_1 = 520°R (15,7°C). Calcule

(a) o calor adicionado, em Btu
(b) a temperatura máxima do ciclo, em °R.
(c) a eficiência térmica.
(d) a pressão média efetiva, em lbf/in²
(e) Para investigar os efeitos da variação da taxa de compressão, esboce graficamente cada uma das grandezas calculadas nos itens (a) até (d) para taxas de compressão variando de 5 a 18 e para razões de corte de 1,5, 2 e 2,5.

9.27 Para o ciclo Diesel do Problema 9.26, considerando uma taxa de compressão de 16 e uma razão de corte igual a 2,

(a) calcule as transferências de exergia que acompanham o calor e o trabalho para cada processo, em Btu.
(b) elabore e calcule uma eficiência exergética para o ciclo.

Admita T_0 = 520°R (15,7°C) e p_0 = 14,2 lbf/in² (97,9 kPa).

9.28 O volume de deslocamento de um motor de combustão interno é 5,6 litros. Os processos no interior de cada cilindro do motor são modelados como em um ciclo de ar-padrão Diesel com uma razão de corte de 2,4. O estado do ar no início da compressão encontra-se fixado em p_1 = 95 kPa, T_1 = 27°C e V_1 = 6,0 litros. Determine o trabalho líquido por ciclo, em kJ, a potência desenvolvida pelo motor, em kW, e a eficiência térmica se o ciclo for efetuado 1500 vezes por minuto.

9.29 O estado no início da compressão de um ciclo de ar-padrão Diesel encontra-se fixado em p_1 = 100 kPa e T_1 = 310 K. A razão de compressão é 15. Para razões de corte variando de 1,5 a 2,5, esboce graficamente

(a) a temperatura máxima, em K.
(b) a pressão ao final da expansão, em kPa.
(c) o trabalho líquido por unidade de massa de ar, em kJ/kg.
(d) a eficiência térmica.

9.30 Um ciclo de ar-padrão Diesel tem uma temperatura máxima de 1800 K. No início da compressão, p_1 = 95 kPa e T_1 = 300 K. A massa de ar é 12 g. Para taxas de compressão variando de 15 a 25, esboce graficamente

(a) o trabalho líquido do ciclo, em kJ.
(b) a eficiência térmica.
(c) a pressão média efetiva, em kPa

9.31 No início da compressão de um ciclo de ar-padrão Diesel, p_1 = 770 kPa, V_1 = 0,016 m³ e T_1 = 315 K. A taxa de compressão é 15 e a temperatura máxima do ciclo é 1400 K. Determine

(a) a massa de ar, em kg.
(b) a adição e a rejeição de calor por ciclo, ambas em kJ.
(c) o trabalho líquido, em kJ, e a eficiência térmica.

9.32 O início do processo de compressão de um ciclo de ar-padrão Diesel, p_1 = 1 bar e T_1 = 300 K. Para temperaturas máximas de ciclo iguais a 1200, 1500, 1800 e 2100 K, esboce graficamente o calor adicionado por unidade de massa em kJ/kg, o trabalho líquido por unidade de massa, em kJ/kg, a pressão média efetiva, em bar, e a eficiência térmica *versus* taxas de compressão variando de 5 a 20.

9.33 Um ciclo de ar-padrão dual tem uma taxa de compressão igual a 9. No início da compressão, p_1 = 100 kPa e T_1 = 300 K e V_1 = 14 L. A adição de calor é de 22,7 kJ, sendo que metade é adicionada a volume constante e a outra metade é adicionada a pressão constante. Determine

(a) as temperaturas no fim de cada processo de adição de calor, em K.
(b) o trabalho líquido do ciclo por unidade de massa de ar, em kJ/kg.
(c) a eficiência térmica
(d) a pressão média efetiva, em kPa

9.34 Para o ciclo do Problema 9.33, esboce graficamente cada uma das grandezas calculadas nos itens (a) até (d) *versus* a razão entre a adição de calor a volume constante e a adição total de calor variando entre 0 e 1. Discuta os resultados obtidos.

9.35 Resolva o Problema 9.33 em uma base de ar-padrão frio com calores específicos avaliados a 300 K

9.36 A eficiência térmica, η, de um ciclo de ar-padrão frio dual pode ser expressa por

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_p r_c^k - 1}{(r_p - 1) + k r_p (r_c - 1)}\right]$$

onde r é a taxa de compressão, r_c a razão de corte e r_p a relação de pressão para a adição de calor a volume constante. Deduza esta expressão.

9.37 Um ciclo de ar-padrão dual tem uma taxa de compressão de 16 e uma razão de corte de 1,15. No início da compressão, p_1 = 95 kPa e T_1 = 300 K. A pressão aumenta por um fator de 2,2 durante o processo de adição de calor a volume constante. Se a massa de ar é 0,04 kg, determine

(a) a adição de calor a volume constante e a pressão constante, ambas em kJ.
(b) o trabalho líquido do ciclo, em kJ.
(c) a rejeição de calor, em kJ.
(d) a eficiência térmica.

9.38 A pressão e a temperatura no início da compressão de um ciclo de ar-padrão dual valem, respectivamente, 14,0 lbf/in² (96,5 kPa) e 520°R (15,7°C). A razão de compressão é 15 e a adição de calor por unidade de massa de ar é 800 Btu/lb (1860,8 kJ/kg). Ao final do processo de adição de calor a volume constante, a pressão vale 1200 lbf/in² (8,3 MPa). Determine

(a) o trabalho líquido do ciclo por unidade de massa de ar, em Btu/lb.
(b) a rejeição de calor do ciclo por unidade de massa de ar, em Btu/lb.
(c) a eficiência térmica.
(d) a razão de corte.
(e) Para investigar os efeitos da variação da taxa de compressão, esboce graficamente cada uma das grandezas calculadas nos itens (a) até (d) para taxas de compressão variando de 10 a 28.

9.39 Um ciclo de ar-padrão dual tem uma taxa de compressão de 16. No início da compressão, p_1 = 14,5 lbf/in² (100,0 kPa), V_1 = 0,5 ft³ (0,01 m³) e T_1 = 50°F (10,0°C). A pressão é duplicada durante o processo de adição de calor a volume constante. Considerando uma temperatura máxima de ciclo igual a 3000°R (1393,5°C), determine

(a) a adição de calor para o ciclo, em Btu.
(b) o trabalho líquido do ciclo, em Btu.
(c) a eficiência térmica.
(d) a pressão média efetiva, em lbf/in².
(e) Para investigar o efeito da variação da temperatura máxima do ciclo, esboce graficamente cada uma das grandezas calculadas nos itens (a) até (d) para temperaturas máximas de ciclo variando de 3000 a 4000°R (1393,5 e 1949,1°C).

9.40 No início do processo de compressão em um ciclo de ar-padrão dual, p_1 = 1 bar e T_1 = 300 K. A adição total de calor é 1000 kJ/kg. Esboce graficamente o trabalho líquido por unidade de massa, em kJ/ kg, a pressão média efetiva, em bar, e a eficiência térmica *versus* a taxa de compressão para diferentes frações de adição de calor a volume constante e a pressão constante. Considere uma taxa de compressão variando de 10 a 20.

Ciclo Brayton

9.41 Ar entra no compressor de um ciclo ideal de ar-padrão frio Brayton a 100 kPa, 300 K e com uma vazão mássica de ar de 6 kg/s. A relação de pressão no compressor é 10 e a temperatura de entrada de ar na turbina é 1400 K. Para k = 1,4, calcule

(a) a eficiência térmica do ciclo.
(b) a razão de trabalho reverso.
(c) a potência liquida desenvolvida, em kW.

9.42 Para o ciclo Brayton do Problema 9.41, investigue os efeitos da variação da relação de pressão no compressor e da temperatura de entrada na turbina. Esboce graficamente as mesmas quantidades calculadas no Problema 9.41 para

(a) uma relação de pressão no compressor de 10 e uma temperatura de entrada na turbina variando de 1000 a 1600 k.
(b) uma temperatura de entrada na turbina de 1400 k e uma relação de pressão no compressor variando de 2 a 20

Discuta os resultados

9.43 A taxa de adição de calor em um ciclo de ar-padrão Brayton é 3,4 × 10^6 Btu/h (1,0 × 10^6 W). A relação de pressão para o ciclo é 14 e as temperaturas mínima e máxima são, respectivamente, 520°R (15,7°C) e 3000°R (1393,5°C). Determine

(a) a eficiência térmica do ciclo
(b) a vazão mássica de ar em lb/h
(c) a potência líquida desenvolvida pelo ciclo, em Btu/h

9.44 Resolva o Problema 9.43 em uma base de ar-padrão frio com calores específicos avaliados a 520°R (15,7°C)

9.45 Considere um ciclo ideal de ar-padrão Brayton com temperaturas mínima e máxima, respectivamente, de 300 K e 1500 K. A relação de pressão é aquela que maximiza o trabalho líquido desenvolvido pelo ciclo por unidade de massa de ar em escoamento. Em uma base de ar-padrão frio, calcule

(a) o trabalho por unidade de massa de ar do compressor e da turbina, ambos em kJ/kg.
(b) a eficiência térmica do ciclo.
(c) Esboce graficamente a eficiência térmica *versus* a temperatura máxima do ciclo variando entre 1200 e 1800 K.

9.46 Tomando como base uma análise de ar-padrão frio, mostre que a razão de trabalho reverso de um ciclo ideal de ar-padrão Brayton é igual à razão entre as temperaturas absolutas na entrada do compressor e na saída da turbina.

9.47 A temperatura na entrada de um compressor de um ciclo ideal de ar-padrão Brayton é 520°R (15,7°C) e a temperatura máxima admissível na entrada da turbina é 2600°R (1171,3°C). Esboce graficamente o trabalho líquido por unidade de massa de ar em escoamento, em Btu/lb, e a eficiência térmica *versus* a relação de pressão do compressor para a relação de pressão variando de 12 a 24. Utilizando os seus gráficos, estime a relação de pressão para o máximo trabalho líquido e os valores correspondentes de eficiência térmica. Compare esses resultados com aqueles obtidos na análise do ciclo em uma base de ar-padrão frio.

9.48 A temperatura na entrada de um compressor de um ciclo ideal Brayton é T_1 e a temperatura na entrada da turbina é T_3. Utilizando uma análise de ar-padrão frio, mostre que a temperatura T_2 na saída do compressor que maximiza o trabalho líquido desenvolvido por unidade de massa de ar em escoamento é $T_2 = (T_1 T_3)^{1/2}$.

9.49 No compressor de um ciclo ideal de ar-padrão frio Brayton entra ar a 100 kPa, 300 K e com uma vazão mássica de 6 kg/s. A relação de pressão no compressor é 10 e a temperatura de entrada na turbina é 1400 K. Tanto a turbina como o compressor têm eficiência isoentrópica de 80%. Para k = 1,4, calcule

(a) a eficiência térmica do ciclo.
(b) a razão de trabalho reverso.
(c) a potência líquida desenvolvida, em kW.
(d) as taxas de destruição de exergia do compressor e da turbina, ambas em kW, para T_0 = 300 k.

Esboce as quantidades calculadas nos itens (a) a (d) *versus* a eficiência isoentrópica tanto para o compressor como para a turbina com eficiência isoentrópica variando de 70 a 100%. Discuta os resultados.

9.50 Ar entra no compressor de um ciclo de ar-padrão Brayton com uma vazão volumétrica de 60 m³/s a 0,8 bar e 280 k. A relação de pressão do compressor é 20 e o ciclo máximo da temperatura é 2100 K. Para o compressor, a eficiência isoentrópica é 92% e para a turbina a eficiência isoentrópica é 95%. Determine

(a) a potência líquida desenvolvida, em MW
(b) a taxa de adição de calor no combustor, em MW.
(c) a eficiência térmica do ciclo.

9.51 No compressor de uma turbina a gás simples entra ar a p_1 = 14 lbf/in² (655,0 kPa) e T_1 = 520°R (15,7°C). As eficiências isoentrópicas do compressor e da turbina são, respectivamente, 83 e 87%. A relação de pressão do compressor é 14 e a temperatura na entrada da turbina é 2500°R (1115,7°C). A potência líquida desenvolvida é 5 × 10^9 Btu/h (1,5 × 10^9 W). Tomando como base uma análise de ar-padrão, calcule

(a) a vazão volumétrica do ar na entrada do compressor, em ft³/min
(b) as temperaturas nas saídas do compressor e da turbina, ambas em °R
(c) a eficiência térmica do ciclo.

9.52 Resolva o Problema 9.51 em uma base de ar-padrão frio com calores específicos avaliados a 520°R (15,7°C)

9.53 No compressor de uma turbina a gás simples entra ar a 100 kPa e 300 K e com uma vazão volumétrica de 5 m³/s. A relação de pressão é igual a 10 e sua eficiência isoentrópica é 85%. Na entrada da turbina, a

pressão e 950 kPa e a temperatura vale 1400 K. A turbina tem uma eficiência isoentrópica de 88% e uma pressão na saída de 100 kPa. Tomando como base uma análise de ar-padrão,

(a) desenvolva um balancete completo do aumento *líquido* de exergia do ar que passa pelo combustor da turbina a gás, em kW.
(b) elabore e calcule uma eficiência exergética para o ciclo da turbina a gás

Admita $T_0 = 300$ K, $p_0 = 100$ kPa.

9.54 No compressor de uma turbina a gás simples entra ar a 14,5 lbf/in² (100,0 kPa) e 80°F (26,7°C) e sai a 87 lbf/in² (599,8 kPa) e 514°F (267,8°C). O ar entra na turbina a 1540°F (837,8°C) e 87 lbf/in² e se expande até 917°F (491,7°C), 14,5 lbf/in². O compressor e a turbina operam adiabaticamente e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Tomando como base uma análise de ar-padrão,

(a) desenvolva um balancete completo do aumento *líquido* de exergia do ar que passa pelo combustor da turbina a gás, em Btu/lb.
(b) elabore e calcule uma eficiência exergética para o ciclo da turbina a gás.

Admita $T_0 = 80$°F, $p_0 = 14{,}5$ lbf/in²

Regeneração, Reaquecimento e Compressão com Inter-Resfriamento

9.55 Entra ar no compressor de um ciclo de ar-padrão frio Brayton com regeneração a 100 kPa, 300 K e com uma vazão mássica de ar de 6 kg/s. A relação de pressão no compressor é 10 e a temperatura de entrada na turbina é 1400 K. Tanto a turbina como o compressor têm eficiência isoentrópica de 80% e a eficiência do regenerador é de 80%. Para k = 1,4, calcule

(a) a eficiência térmica do ciclo.
(b) a razão de trabalho reverso.
(c) a potência líquida desenvolvida, em kW.
(d) a taxa de destruição de exergia no regenerador, em kW, para T_0 = 300 K.

9.56 Ar entra no compressor de um ciclo de ar-padrão Brayton regenerativo com uma vazão volumétrica de 60 m³/s a 0,8 bar e 280 k. A razão de pressão no compressor é 20 e a temperatura máxima do ciclo é 2100 K. Para o compressor, a eficiência isoentrópica é 92% e para a turbina a eficiência isoentrópica é 95%. Para uma eficiência do regenerador de 85%, determine

(a) a potência líquida desenvolvida, em MW
(b) a taxa de adição de calor no combustor, em MW
(c) a eficiência térmica do ciclo.

Esboce graficamente as quantidades calculadas nos itens (a) a (c) para valores da efetividade do regenerador variando entre 0 e 100%. Discuta os resultados

9.57 Reconsidere o Problema 9.51, mas inclua um regenerador no ciclo. Para valores de efetividade do regenerador variando entre 0 e 100%, esboce graficamente

(a) a eficiência térmica.
(b) o decréscimo percentual de adição de calor ao ar

9.58 Tomando como base uma análise de ar-padrão frio, mostre que a eficiência térmica de uma turbina a gás regenerativa ideal pode ser expressa por

$$\eta = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right)(r)^{(k-1)/k}$$

onde r é a relação de pressão do compressor e T_1 e T_3 indicam, respectivamente, as temperaturas de entrada do compressor e da turbina.

9.59 Um ciclo de ar-padrão Brayton tem uma relação de pressão do compressor de 10. Ar entra no compressor a p_1 = 14,7 lbf/in² (101,3 kPa), T_1 = 70°F (21,1°C) com uma vazão mássica de 90.000 lb/h (11,3 kg/s). A temperatura na entrada da turbina é 2200°R (949,1°C). Calcule a eficiência térmica e a potência líquida desenvolvida, em HP, se

(a) as eficiências isoentrópicas da turbina e do compressor forem ambas iguais a 100%
(b) as eficiências isoentrópicas da turbina e do compressor forem de 88 e 84%, respectivamente.
(c) as eficiências isoentrópicas da turbina e do compressor forem de 88 e 84%, respectivamente, e se um regenerador com eficiência de 80% for incorporado.

9.60 A Fig. P9.60 ilustra uma instalação de potência com uma turbina a gás que usa energia solar como fonte de adição de calor (veja U.S. Patent nº 4.262.484). Os dados operacionais são mostrados na figura. Modelando o ciclo como um ciclo Brayton, e supondo que não há perda de carga no trocador de calor ou na tubulação de interconexão, determine.

(a) a eficiência térmica
(b) a vazão mássica de ar, em kg/s, para uma potência líquida de saída de 500 kW.

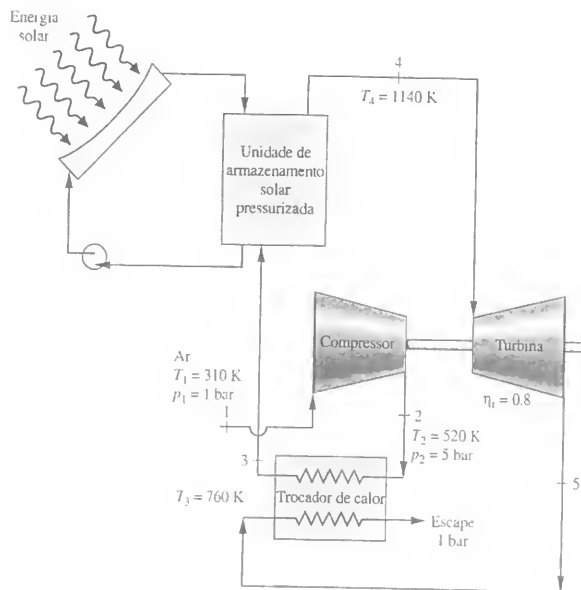



Fig P9.60

9.61 Ar entra no compressor de uma turbina a gás regenerativa com uma vazão volumétrica de 3,2 × 10⁴ ft³/min (1,5 × 10¹ m³/s) a 14,5 lbf/in² (100,0 kPa), 77°C, e é comprimido até 60 lbf/in² (413,7 kPa). Em seguida o ar passa pelo regenerador e sai a 1120°R (349,1°C). A temperatura na entrada da turbina é 1700°R (671,3°C). Tanto o compressor quanto a turbina têm uma eficiência isoentrópica de 84%. Utilizando uma análise de ar-padrão, calcule

(a) a eficiência térmica do ciclo.
(b) a efetividade do regenerador
(c) a potência líquida produzida, em Btu/h

9.62 Ar entra em uma turbina a gás a 1200 kPa, 1200 K e se expande até 100 kPa em dois estágios. Entre os estágios, o ar é reaquecido até 1200 K a uma pressão constante de 350 kPa. A expansão em cada estágio da turbina é isoentrópica. Determine, em kJ por kg de ar em escoamento,

(a) o trabalho desenvolvido em cada estágio.
(b) a transferência de calor para o processo de reaquecimento.
(c) o aumento no trabalho líquido quando comparado a um único estágio de expansão sem reaquecimento.

9.63 Reconsidere o Problema 9.62 e inclua na análise o fato de que cada estágio da turbina possa apresentar uma eficiência isoentrópica menor que 100%. Esboce graficamente as grandezas calculadas nos itens (a) até (c) do Problema 9.61 para valores de pressão entre os estágios variando de 100 a 1200 kPa e para eficiências isoentrópicas de 100%, 80% e 60%.

9.64 Considere uma turbina de duplo estágio operando em regime permanente com reaquecimento a pressão constante entre os estágios. Mostre que o trabalho máximo é obtido quando a razão de pressão é a mesma entre cada estágio. Utilize uma análise de ar-padrão frio, admitindo que são conhecidos o estado na entrada e a pressão de saída, que cada processo de expansão seja isoentrópico, e que a temperatura na entrada de cada estágio da turbina seja a mesma. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados.

9.65 Ar entra no compressor de um ciclo de ar-padrão frio Brayton com regeneração e reaquecimento a 100 kPa, 300 K e com uma vazão mássica de ar de 6 kg/s. A relação de pressão do compressor é 10 e a temperatura de entrada para cada estágio da turbina é 1400 K. Tanto os estágios da turbina como o compressor têm eficiência isoentrópica de 80% e a eficiência do regenerador é 80%. Para k = 1,4, calcule

(a) a eficiência térmica do ciclo
(b) a razão de trabalho reverso
(c) a potência líquida desenvolvida, em kW
(d) a taxa de destruição de exergia no compressor em cada estágio da turbina bem como no regenerador, em kW, para T_0 = 300 K.

9.66 Conhecidos o estado na entrada e a pressão de saída de uma turbina de duplo estágio com reaquecimento entre os estágios que opera em regime permanente, mostre que o trabalho máximo total de saída é obtido quando a relação de pressão é a mesma entre os estágios. Utilize uma análise de ar-padrão frio supondo que cada processo de compressão seja isoentrópico, que não exista perda de carga ao longo do reaquecedor e que a temperatura na entrada de cada estágio da turbina seja a mesma. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados.

9.67 Um compressor de duplo estágio opera em regime permanente comprimindo 10 m³/min de ar de 100 kPa e 300 K até 1200 kPa. Um inter-resfriador entre os dois estágios resfria o ar para 300 K a uma pressão constante de 350 kPa. Os processos de compressão são isoentrópicos. Calcule a potência necessária para o acionamento do compressor, em kW, e compare o resultado com a potência necessária para uma compressão isoentrópica do mesmo estado inicial até a mesma pressão final

9.68 Reconsidere o Problema 9.67 e inclua na análise o fato de que cada estágio do compressor pode ter uma eficiência isoentrópica inferior a 100%. Esboce graficamente, em kW, (a) a potência de acionamento em cada estágio, (b) a taxa de transferência de calor para o inter-resfriador, e (c) o decréscimo da potência fornecida quando comparada a um único estágio de compressão sem inter-resfriamento para valores de pressão entre estágios variando de 100 a 1200 kPa e eficiências isoentrópicas de 100%, 80% e 60%.

9.69 Um compressor que opera em regime permanente admite ar a 14 lbf/in² (655,0 kPa), 60°F (15,6°C), a uma vazão volumétrica de 6000 ft³/min (2,8 m³/s). A compressão ocorre em dois estágios, sendo cada estágio representado por um processo politrópico com n = 1,27. O ar é resfriado para 80°F (26,7°C) entre os estágios por um inter-resfriador que opera a 45 lbf/in² (310,3 kPa). O ar sai do compressor a 150 lbf/in² (1,0 MPa). Determine, em Btu por min,

(a) a potência e a taxa de transferência de calor para cada estágio do compressor
(b) a taxa de transferência de calor para o inter-resfriador

9.70 Ar entra no primeiro estágio de compressão de um ciclo Brayton de ar-padrão frio com regeneração e inter-resfriamento a 100 kPa, 300 K, com uma vazão mássica de ar de 6 kg/s. A razão de pressão do compressor global é 10, e as razões de pressão são as mesmas em cada estágio do compressor. A temperatura na entrada para o segundo estágio do compressor é 300 k. Tanto os estágios do compressor como os da turbina têm eficiência isoentrópica de 80% e a efetividade do regenerador é de 80%. Para k = 1,4, calcule

(a) a eficiência térmica do ciclo
(b) a razão de trabalho reverso.
(c) a potência líquida desenvolvida, em kW.
(d) a taxa de destruição de exergia em cada estágio do compressor e da turbina, assim como no regenerador, em kW, para T_0 = 300 K.

9.71 Baseando-se no Exemplo 9.10, mostre que, se $T_d > T_1$, as razões de pressão ao longo dos dois estágios do compressor são relacionadas por

$$\frac{p_i}{p_1} = \left(\frac{p_2}{p_i}\right)\left(\frac{T_d}{T_1}\right)^{k/(k-1)}$$

9.72 Refaça o Exemplo 9.10 para o caso de um compressor de triplo estágio com inter-resfriamento entre os estágios.

9.73 Ar entra no compressor de um ciclo Brayton de ar-padrão frio com regeneração, inter-resfriamento e reaquecimento a 100 kPa, 300 K, com uma vazão mássica de 6 kg/s. A razão de pressão do compressor é 10, e as razões de pressão são as mesmas em cada estágio do compressor. Tanto o inter-resfriador como o reaquecedor operam a mesma pressão. A temperatura na entrada do segundo estágio do compressor é 300 k e a temperatura de entrada para cada estágio da turbina é de 1400 K. Tanto os estágios do compressor como os da turbina têm eficiência isoentrópica de 80% e a efetividade do regenerador é de 80%. Para k = 1,4, calcule

(a) a eficiência térmica do ciclo.
(b) a razão de trabalho reverso.
(c) a potência líquida desenvolvida, em kW.
(d) a taxa de destruição de exergia nos estágios do compressor e da turbina, assim como no regenerador, em kW, para T_0 = 300 K.

9.74 Ar entra no compressor de uma turbina a gás a 100 kPa, 300 K. O ar é comprimido em dois estágios até 900 kPa, com inter-resfriamento até 300 K entre os estágios à pressão de 300 kPa. A temperatura de entrada na turbina é 1480 K e a expansão ocorre em dois estágios, com reaquecimento a 1420 K entre os estágios a uma pressão de 300 kPa. As eficiências de cada estágio do compressor e da turbina valem, respectivamente, 84% e 82%. A potência líquida produzida é de 1,8 MW. Determine

(a) a vazão volumétrica, em m³/s, na entrada de cada estágio de compressão
(b) a eficiência térmica do ciclo.
(c) a razão de trabalho reverso

9.75 Reconsidere o Problema 9.74 incluindo um regenerador com uma efetividade de 75%.

9.76 Para cada uma das seguintes modificações do ciclo do item (c) do Problema 9.59, determine a eficiência térmica e a potência líquida desenvolvida, em HP

(a) Introduza uma turbina de expansão de duplo estágio com reaquecimento entre os estágios à pressão constante de 50 lbf/in² (344,7 kPa). Cada estágio da turbina tem uma eficiência isoentrópica de 88% e a temperatura de admissão do ar no segundo estágio é 2000°R (838,0°C)
(b) Introduza uma compressão de duplo estágio, com inter-resfriamento entre os estágios à pressão de 50 lbf/in². Cada estágio do compressor tem uma eficiência isoentrópica de 84% e a temperatura do ar que entra no segundo estágio é 70°F (21,1°C).
(c) Introduza uma compressão com inter-resfriamento e reaquecimento entre os estágios da turbina. A compressão ocorre em dois es-

tágios, com inter-resfriamento a 70°F entre os estágios a 50 lbf/in². A expansão na turbina também ocorre em dois estágios, com reaquecimento até 2000°R entre os estágios a 50 lbf/in². As eficiências isoentrópicas dos estágios da turbina e do compressor valem 88% e 84%, respectivamente.

Outras Aplicações para Sistemas de Potência a Gás

9.77 Ar a 26 kPa, 230 K e 220 m/s entra no motor de um turbojato em vôo. A vazão mássica de ar é 25 kg/s. A razão de pressão ao longo do compressor é 11, a temperatura na entrada da turbina é 1400 K e a pressão de saída no bocal é 26 kPa. Os processos no difusor e no bocal são isoentrópicos, as eficiências isoentrópicas do compressor e da turbina valem, respectivamente, 85% e 90% e não há perda de carga no escoamento ao longo do combustor. Os efeitos de energia cinética são desprezíveis, exceto na entrada do difusor e na saída do bocal. Tomando como base uma análise de ar-padrão, determine

(a) as pressões e temperaturas em cada estado principal, em kPa e K, respectivamente.
(b) A taxa de adição de calor para o ar que passa através do combustor, em kJ/s.
(c) a velocidade na saída do bocal, em m/s.

9.78 Para o turbojato do Problema 9.77, esboce graficamente a velocidade na saída do bocal, em m/s, a pressão na saída da turbina, em kPa, e a taxa de adição de calor para o combustor, em kW, sendo cada grandeza entendida como uma função da relação de pressão do compressor e com uma variação entre 6 e 14. Repita os gráficos para temperaturas de entrada na turbina iguais a 1200 K e 1000 K.

9.79 Ar a 9 lbf/in² (62,1 kPa), 420°R (−39,8°C) e com uma velocidade de 750 ft/s (228,6 m/s) entra no difusor de um motor turbojato com uma vazão mássica de 85 lb/s (38,6 kg/s). A razão de pressão do compressor é 12 e sua eficiência isoentrópica é de 88%. O ar entra na turbina a 2400°R (1060,2°C) com a mesma pressão da saída do compressor. O ar sai do bocal a 9 lbf/in². O difusor opera isoentropicamente e tanto o bocal quanto a turbina têm eficiências isoentrópicas, respectivamente, de 92% e 90%. Tomando como base uma análise de ar-padrão, calcule

(a) a taxa de adição de calor, em Btu/h.
(b) a pressão na saída da turbina, em lbf/in².
(c) a potência de acionamento do compressor, em Btu/h.
(d) a velocidade na saída do bocal, em ft/s.

Abandone os efeitos de energia cinética exceto na entrada do difusor e na saída do bocal.

9.80 Considere, para o turbojato do Problema 9.77, a adição de um pós-queimador que eleva a temperatura na entrada do bocal para 1300 K. Determine a velocidade na saída do bocal, em m/s.

9.81 Considere, para o turbojato do Problema 9.79, a adição de um pós-queimador que eleva a temperatura na entrada do bocal para 2200°R (949,1°C). Determine a velocidade na saída do bocal, em ft/s.

9.82 Ar entra no difusor de um estatorreator a 6 lbf/in² (41,4 kPa), 420°R (−39,8°C), com uma velocidade de 1600 ft/s (487,7 m/s) e é desacelerado essencialmente até uma velocidade nula. Após a combustão, os gases atingem uma temperatura de 2000°R (838,0°C) antes de serem descarregados através de um bocal a 6 lbf/in². Tomando como base uma análise de ar-padrão, determine

(a) a pressão na saída do difusor, em lbf/in².
(b) a velocidade na saída do bocal, em ft/s.

Abandone os efeitos de energia cinética, exceto na entrada do difusor e na saída do bocal.

9.83 Ar entra no difusor de um estatorreator a 40 kPa, 240 K, com uma velocidade de 2500 km/h e é desacelerado até uma velocidade nula. Tomando como base uma análise de ar-padrão, a adição de calor é de 1080 kJ por kg de ar que escoa no motor. O ar sai do bocal a 40 kPa. Determine

(a) a pressão na saída do difusor, em kPa.
(b) a velocidade na saída do bocal, em m/s.

Abandone os efeitos de energia cinética, exceto na entrada do difusor e na saída do bocal.

9.84 Um motor turboélice é composto de um difusor, um compressor, um combustor, uma turbina e um bocal. A turbina aciona tanto a hélice quanto o compressor. Ar entra no difusor a 40 kPa, 240 K, com uma vazão volumétrica de 83,7 m³/s e com uma velocidade de 180 m/s, e é desacelerado essencialmente até uma velocidade nula. A relação de pressão do compressor é 10 e o compressor tem uma eficiência isoentrópica de 85%. A temperatura na entrada da turbina é 1140 K e sua eficiência isoentrópica é 85%. A pressão na saída da turbina vale 50 kPa. O escoamento ao longo do difusor e do bocal é isoentrópico. Usando uma análise de ar-padrão, determine

(a) a potência disponibilizada para a hélice, em MW.
(b) a velocidade na saída do bocal, em m/s.

Abandone os efeitos de energia cinética, exceto na entrada do difusor e na saída do bocal.

9.85 Um motor turboélice consiste em um difusor, um compressor, um combustor, uma turbina e um bocal. A turbina aciona tanto a hélice quanto o compressor. Ar entra no difusor a 12 lbf/in² (82,7 kPa), 460°R (−17,6°C), com uma vazão volumétrica de 30.000 ft³/min (14,2 m³/s) a uma velocidade de 520 ft/s (158,5 m/s). Ao longo do difusor, o ar é desacelerado isoentropicamente até uma velocidade desprezível. A relação de pressão do compressor é 9 e a temperatura na entrada da turbina é 2100°R (893,5°C). A pressão na saída da turbina é 25 lbf/in² (172,4 kPa) e o ar é expandido até 12 lbf/in² ao longo do bocal. Tanto o compressor quanto a turbina têm uma eficiência isoentrópica de 87%, e o bocal, uma eficiência isoentrópica de 95%. Usando uma análise de ar-padrão, determine

(a) a potência disponibilizada para a hélice, em HP.
(b) a velocidade na saída do bocal, em ft/s.

Abandone os efeitos de energia cinética, exceto na entrada do difusor e na saída do bocal.

9.86 Utiliza-se hélio no ciclo combinado de uma usina de potência como o fluido de trabalho em uma turbina a gás simples e fechada, que é utilizada para o ciclo superior de um ciclo de potência a vapor. Um reator nuclear é a fonte de entrada de energia para o hélio. A Fig. P9.86 fornece dados operacionais em regime permanente. O hélio entra no compressor da turbina a gás a 200 lbf/in² (1,4 MPa) e 180°F (82,2°C), apresentando uma vazão mássica de 8 × 10⁵ lb/h (100,8 kg/s), e é comprimido para 800 lbf/in² (5,5 MPa). A eficiência isoentrópica do compressor é de 80%. O hélio então passa pelo reator com uma perda de carga desprezível, saindo a 1400°F (760,0°C). Em seguida, o hélio se expande para uma pressão de 200 lbf/in² ao longo da turbina com uma eficiência isoentrópica de 80%. Então, o hélio passa pelo trocador de calor interconectado. Um fluxo distinto de água líquida entra no trocador de calor e sai como vapor saturado a 1200 lbf/in² (8,3 MPa). O vapor é superaquecido para 800°F (426,7°C), 1200 lbf/in², antes de entrar na turbina. O vapor se expande ao longo da turbina para 1 lbf/in² (6,9 kPa) e um título de 0,9. Na saída do condensador tem-se líquido saturado a 1 lbf/in². A água de resfriamento que atravessa o condensador sofre um aumento de temperatura de 60 para 90°F (15,6 para 32,2°C). A eficiência isoentrópica da bomba é 100%. Os efeitos relativos à perda de calor e às energias cinética e potencial podem ser ignorados. Determine

(a) as vazões mássicas do vapor e da água de resfriamento, ambas em lb/h.
(b) a potência líquida desenvolvida pelos ciclos de turbina a gás e a vapor, todos em Btu/h.
(c) a eficiência térmica do ciclo combinado.

9.87 Um ciclo de potência combinado de turbina a gás e a vapor funciona tal como mostra a Fig 9.87. Os dados de pressão e temperatura são fornecidos em seus estados principais, e a potência líquida desenvolvida pela turbina a gás é de 147 MW. Usando a análise de ar-padrão para turbina a gás, determine

(a) potência líquida desenvolvida pela usina, em MW.
(b) a eficiência térmica global da usina.

Desenvolva um balancete completo do aumento *líquido* de exergia do ar que escoa pelo combustor da turbina a gás. Admita $T_0 = 300$ K, $p_0 =$ 1 bar.

9.88 Ar entra no compressor de um ciclo de potência combinado de turbina a gás e a vapor (Fig. 9.23) a 1 bar e 25°C. A eficiência isoentrópica do compressor é 85% e a relação de pressão do compressor é 14. O ar que escoa ao longo do combustor recebe energia por transferência de calor a uma taxa de 50 MW sem perda de carga significativa. O ar encontra-se a 1250°C na entrada da turbina. O ar se expande ao longo da turbina, que

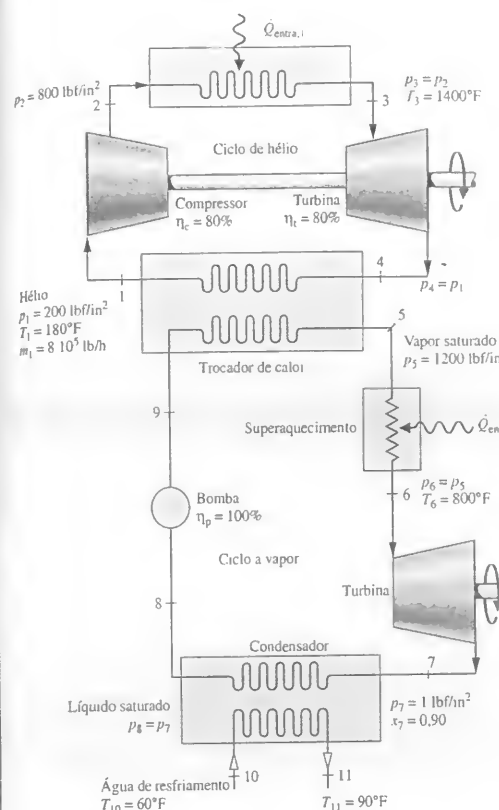



Fig. P9.86

tem uma eficiência isoentrópica de 87%, para uma pressão de 1 bar. Em seguida, o ar passa por um trocador de calor interconectado e é finalmente descarregado a 200°C, 1 bar. Vapor entra na turbina do ciclo a vapor a 12,5 MPa e 500°C e se expande até a pressão do condensador de 0,1 bar. Água entra na bomba como líquido saturado a 0,1 bar. As eficiências isoentrópicas da turbina e da bomba são, respectivamente, 90% e 100%. A água de resfriamento entra no condensador a 20°C e sai a 35°C. Determine

(a) as vazões mássicas do ar, do vapor e da água de resfriamento, todas em kg/s.
(b) a potência líquida desenvolvida pelo ciclo da turbina a gás e pelo ciclo a vapor, ambas em MW.
(c) a eficiência térmica do ciclo combinado.
(d) a taxa *líquida* à qual a exergia é retirada com o ar de exaustão, $\dot{m}_{ar}[e_{f5} - e_{f1}]$, em MW.
(e) a taxa *líquida* à qual a exergia é retirada com a água de resfriamento, em MW.

Admita $T_0 = 20$°C, $p_0 = 1$ bar.

9.89 Um ciclo de potência combinado de turbina a gás e a vapor (Fig. 9.23) tem uma potência líquida de saída de 100 MW. Ar entra no compressor da turbina a gás a 100 kPa e 300 K e é comprimido a 1200 kPa. A eficiência isoentrópica é 84%. As condições na entrada da turbina são 1200 kPa e 1400 K. O ar se expande ao longo da turbina, que tem uma eficiência isoentrópica de 88%, até uma pressão de 100 kPa. Em seguida, o ar passa por um trocador de calor interconectado e é finalmente descarregado a 480 K. O vapor entra na turbina do ciclo de potência a vapor a 8 MPa e 400°C, e se expande até a pressão do condensador de 8 kPa. Água entra

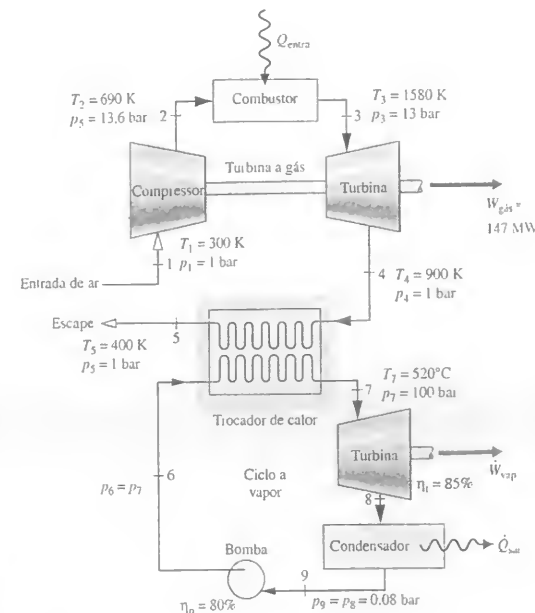



Fig. P9.87

na bomba como líquido saturado a 8 kPa. A turbina e a bomba têm eficiências isoentrópicas de 90% e 80%, respectivamente. Determine

(a) as vazões mássicas do ar e do vapor, ambas em kg/s.
(b) a eficiência térmica do ciclo combinado.
(c) um balancete completo do aumento *líquido* de exergia do ar que escoa pelo combustor da turbina a gás, $\dot{m}_{ar}[e_{f3} - e_{f2}]$, em MW. Discuta o resultado encontrado.

Admita $T_0 = 300$ K, $p_0 = 100$ kPa.

9.90 Uma turbina a gás simples é utilizada como o ciclo superior para um ciclo de potência a vapor simples (Fig. 9.23). O ar entra no compressor da turbina a gás a 60°F (15,6°C) e 14,7 lbf/in² (101,3 kPa) a uma vazão volumétrica de 40.000 ft³/min (18,9 m³/s). A relação de pressão do compressor é 12 e a temperatura na entrada da turbina é 2600°R (1171,3°C). Tanto o compressor quanto a turbina têm eficiências isoentrópicas iguais a 88%. O ar sai do trocador de calor interconectado a 840°R (193,5°C) e 14,7 lbf/in². O vapor entra na turbina do ciclo a vapor a 1000 lbf/in² (6,9 MPa) e 900°F (482,2°C) e se expande até à pressão de 1 lbf/in² (6,9 kPa) do condensador. A água entra na bomba como líquido saturado a 1 lbf/in². As eficiências isoentrópicas da turbina e da bomba são de 90% e 70%, respectivamente. A água de resfriamento que passa pelo condensador sofre um aumento de temperatura de 60 para 80°F (15,6 para 26,7°C) com uma variação de pressão desprezível. Determine

(a) as vazões mássicas do ar, do vapor e da água de resfriamento, todas em lb/h.
(b) a potência líquida produzida pelo ciclo da turbina a gás e pelo ciclo a vapor, ambas em Btu/h.
(c) a eficiência térmica do ciclo combinado.
(d) um balancete completo do aumento *líquido* da exergia do ar que passa pelo combustor da turbina a gás, $\dot{m}_{ar}[e_{f3} - e_{f2}]$, em Btu/h. Discuta o resultado encontrado.

Admita $T_0 = 520$°R (15,7°C), $p_0 = 14,7$ lbf/in².

9.91 Ar entra no compressor de um ciclo Ericsson a 300 K e 1 bar, e com uma vazão mássica de 5 kg/s. A pressão e a temperatura na entrada da turbina são, respectivamente, 10 bar e 1400 K. Determine

(a) a potência líquida desenvolvida, em kW.

(b) a eficiência térmica
(c) a razão de trabalho reverso

9.92 Para o ciclo do Problema 9.91, esboce graficamente a potência líquida desenvolvida, em kW, para relações de pressão do compressor variando entre 2 e 15. Repita esses gráficos para temperaturas de entrada na turbina iguais a 1200 K e 1000 K.

9.93 Ar é o fluido de trabalho de um ciclo Ericsson. A expansão ao longo da turbina se dá a uma temperatura constante de 2250°R (976,8°C). A transferência de calor do compressor ocorre a 560°R (38,1°C). A relação de pressão do compressor é 12. Determine

(a) o trabalho líquido, em Btu por lb de ar
(b) a eficiência térmica.

9.94 Nitrogênio (N_2) é o fluido de trabalho de um ciclo Stirling cuja taxa de compressão é 9. No início da compressão isotérmica, a temperatura, a pressão e o volume são, respectivamente, 310 K, 1 bar e 0,008 m³. A temperatura durante a expansão isotérmica é 1000 K. Determine

(a) o trabalho líquido, em kJ
(b) a eficiência térmica.
(c) a pressão média efetiva, em bar

9.95 Hélio é o fluido de trabalho de um ciclo Stirling. Na compressão isotérmica, o hélio é comprimido de 15 lbf/in² (103,4 kPa) e 100°F (37,8°C) para 150 lbf/in² (1,0 MPa). A expansão isotérmica ocorre a 1500°F (815,6°C). Determine

(a) o trabalho e a transferência de calor, em Btu por lb de hélio, para cada processo do ciclo.
(b) a eficiência térmica.

Escoamento Compressível

9.96 Calcule o empuxo desenvolvido pelo motor turbojato do Problema 9.77, em kN.

9.97 Calcule o empuxo desenvolvido pelo motor turbojato do Problema 9.79, em lbf

9.98 Calcule o empuxo desenvolvido pelo motor turbojato com pós-queimador do Problema 9.80, em kN.

9.99 Com relação ao turbojato do Problema 9.79 e ao turbojato modificado do Problema 9.81, calcule o empuxo desenvolvido por cada motor, em lbf. Discuta os resultados encontrados.

9.100 Ar entra no difusor de um motor turbojato a 18 kPa e 216 K, com uma vazão volumétrica de 230 m³/s e com uma velocidade de 265 m/s. A relação de pressão do compressor é 15 e sua eficiência isoentrópica é 87%. Ar entra na turbina a 1360 K e a mesma pressão da saída do compressor. A eficiência isoentrópica da turbina é 89% e a eficiência isoentrópica do bocal é 97%. A pressão na saída do bocal é 18 kPa. Tomando como base uma análise de ar-padrão, calcule o empuxo, em kN.

9.101 Calcule a razão entre o empuxo desenvolvido e a vazão mássica do ar, em N por kg/s, para o estatorreator do Problema 9.83.

9.102 Ar escoa em regime permanente através de um duto horizontal, de área constante e bem isolado, cujo diâmetro é 0,25 m. Na entrada, p_1 = 2,4 bar, T_1 = 430 K. A temperatura do ar que deixa o duto é 370 K. A vazão mássica é 600 kg/min. Determine o módulo, em N, da força líquida horizontal exercida pelas paredes do duto sobre o ar. Em qual direção essa força atua?

9.103 Água líquida a 70°F (21,1°C) escoa em regime permanente através de um tubo horizontal de 2 in (0,05 m) de diâmetro. A vazão mássica é 25 lb/s (11,3 kg/s). A pressão decresce 2 lbf/in² (13,8 kPa) entre a entrada e a saída do tubo. Determine o módulo, em lbf, e o sentido da força horizontal necessária para manter o tubo em sua posição

9.104 Ar entra em um bocal horizontal e bem isolado, operando em regime permanente, a 12 bar, 500 K e com uma velocidade de 50 m/s. Na saída, a pressão é 7 bar e a temperatura é 440 K. A vazão mássica é de 1 kg/s. Determine a força líquida, em N, exercida pelo ar sobre o duto no sentido do escoamento

9.105 Usando o modelo de gás ideal, determine a velocidade sônica do

(a) ar a 60°F (15,6°C).
(b) oxigênio (O_2) a 900°R (226,8°C).
(c) argônio a 540°R (26,8°C).

9.106 Um lampejo de raios é avistado e 3 segundos mais tarde ouve-se o trovão. Aproximadamente a que distância os raios caíram?

9.107 Usando os dados da Tabela A-4, estime a velocidade sônica, em m/s, do vapor a 60 bar e 360°C. Compare esse resultado com o valor previsto pelo modelo de gás ideal

9.108 Considerando dióxido de carbono a 1 bar, 460 m/s, esboce graficamente o número de Mach como função da temperatura no intervalo entre 250 K e 1000 K.

9.109 Um gás ideal escoa através de um duto. Em um determinado local a temperatura, a pressão e a velocidade são conhecidas. Determine o número de Mach, a temperatura de estagnação em °R e a pressão de estagnação em lbf/in² para

(a) o ar a 310°F (154,4°C), 100 lbf/in² (689,5 kPa) e uma velocidade de 1400 ft/s (426,7 m/s).
(b) hélio a 520°R (15,7°C), 20 lbf/in² (137,9 kPa) e uma velocidade de 900 ft/s (274,3 m/s).
(c) nitrogênio a 600°R (60,2°C), 50 lbf/in² (344,7 kPa) e uma velocidade de 500 ft/s (152,4 m/s).

9.110 Considerando o Problema 9.104, determine os valores do número de Mach, a temperatura de estagnação, em K, e a pressão de estagnação, em bar, na entrada e na saída do duto, respectivamente

9.111 Usando o diagrama de Mollier, Fig. A-8E, determine para o vapor d'água a 500 lbf/in² (3,4 MPa), 600°F (315,6°C) e 1000 ft/s (304,8 m/s):

(a) a entalpia de estagnação, em Btu/lb
(b) a temperatura de estagnação, em °F.
(c) a pressão de estagnação, em lbf/in²

9.112 Vapor escoa por uma tubulação e, em uma certa posição, a pressão é 3 bar, a temperatura é 280°C e a velocidade é 690 m/s. Determine a entalpia de estagnação específica correspondente, em kJ/kg, e a temperatura de estagnação em °C, sabendo que a pressão de estagnação é 7 bar

9.113 Para escoamento isoentrópico de um gás ideal com razão entre calores específicos k constante, a razão entre a temperatura T^* e a temperatura de estagnação T_o é $T^*/T_o = 2/(k + 1)$. Deduza esta expressão.

9.114 Um gás se expande isoentropicamente através de um bocal convergente a partir de um grande tanque a 8 bar e 500 K. Admitindo comportamento de gás ideal, determine a pressão crítica p^*, em bar, e a temperatura correspondente, em K, se o gás for

(a) ar
(b) dióxido de carbono (CO_2).
(c) vapor d'água.

9.115 Um grande tanque contém dióxido de carbono inicialmente a 100 lbf/in² (689,5 kPa) e 800°R (171,3°C). O gás é descarregado nas vizinhanças, que se encontram a 14,7 lbf/in² (101,3 kPa), através de um bocal convergente, e a pressão no tanque cai. Estime a pressão no tanque, em lbf/in², assim que o escoamento deixa de ser estrangulado.

9.116 Vapor se expande isoentropicamente através de um bocal convergente que opera em regime permanente vindo de um grande tanque a 1,83 bar e 280°C. A vazão mássica é 2 kg/s, o escoamento é estrangulado e a pressão no plano de saída é 1 bar. Determine o diâmetro do bocal, em cm, nas posições em que a pressão é de 1,5 bar e 1 bar, respectivamente

9.117 Uma mistura de gás ideal apresentando k = 1,31 e com um peso molecular de 23 é fornecida a um bocal convergente a p_o = 5 bar, T_o = 700 K, e é descarregado em uma região em que a pressão é 1 bar. A área de saída é 30 cm². Para um escoamento ao longo do bocal em regime permanente e isoentrópico, determine

(a) a temperatura de saída do gás, em K
(b) a velocidade de saída do gás, em m/s.
(c) a vazão mássica, em kg/s

9.118 Um gás ideal, em um grande tanque a 120 lbf/in² (827,4 MPa) e 600°R (60,2°C), se expande isoentropicamente através de um bocal convergente e é descarregado em uma região a 60 lbf/in² (413,7 kPa). Determine a vazão mássica, em lb/s, para uma área de saída de 1 in², se o gás for

(a) ar, com k = 1,4
(b) dióxido de carbono, com k = 1,26
(c) argônio, com k = 1,667.

9.119 Ar a p_o = 1,4 bar e T_o = 280 K se expande isoentropicamente em um bocal convergente e é descarregado na atmosfera a 1 bar. A área do plano de saída é 0,0013 m².

(a) Determine a vazão mássica do ar, em kg/s.
(b) Se a pressão da região de fornecimento, p_o, fosse aumentada para 2 bar, qual seria a vazão mássica, em kg/s?

9.120 Ar entra em um bocal que opera em regime permanente a 45 lbf/in² (310,3 kPa) e 800°R (171,3°C), com uma velocidade de 480 ft/s (146,3 m/s), e se expande isoentropicamente a uma velocidade de saída de 1500 ft/s (457,2 m/s). Determine

(a) a pressão na saída, em lbf/in².
(b) a razão entre a área de saída e a área de entrada
(c) se o bocal é apenas divergente, apenas convergente ou convergente-divergente na seção transversal.

9.121 Ar considerado um gás ideal com k = 1,4 penetra em um bocal convergente-divergente que opera em regime permanente e se expande isoentropicamente tal como mostra a Fig. P9.121. Usando os dados da figura e da Tabela 9.2 conforme necessário, determine

(a) a pressão de estagnação, em lbf/in², e a temperatura de estagnação em °R
(b) a área da garganta, em in².
(c) a área de saída, em in².

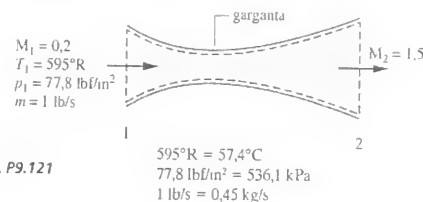



Fig. P9.121

9.122 Ar, na situação de gás ideal com k = 1,4, entra em um difusor que opera em regime permanente a 4 bar, 290 K e com uma velocidade de 512 m/s. Admitindo escoamento isoentrópico, esboce graficamente a velocidade em m/s, o número de Mach e a razão entre as áreas, dada por A/A*, em posições no escoamento correspondentes a uma pressão que varia entre 4 e 14 bar.

9.123 Um bocal convergente-divergente que opera em regime permanente tem uma área de garganta de 3 cm² e uma área de saída de 6 cm². Ar, considerado gás ideal com k = 1,4, entra no bocal a 8 bar, 400 K e com um número de Mach de 0,2 e escoa isoentropicamente no interior do bocal. Se o bocal está estrangulado e se a parte divergente atua como um bocal supersônico, determine a vazão mássica, em kg/s, o número de Mach, a pressão em bar e a temperatura em K, na saída. Repita os cálculos admitindo que a porção divergente atua como um difusor supersônico.

9.124 Para o bocal do Problema 9.123, determine a pressão a jusante, em bar, de modo que um choque normal se localize no plano de saída

9.125 Para o bocal do Problema 9.123, considere um choque normal situado na seção divergente em uma posição em que a pressão é 2 bar. O escoamento é isoentrópico exceto no lugar em que o choque se situa. Determine a pressão a jusante, em bar.

9.126 Ar como um gás ideal com k = 1,4 entra em um duto convergente-divergente com um número de Mach de 2. Na entrada, a pressão é 26 lbf/in² (179,3 kPa) e a temperaura é 445°R (−25,9°C). Um choque normal situa-se em uma localização na seção convergente do duto, com M_x = 1,5. Na saída do duto, a pressão é 150 lbf/in² (1,0 MPa). O escoamento é isoentrópico, exceto na vizinhança imediata do choque. Determine a temperatura em °R, e o número de Mach na saída.

9.127 Ar, na condição de gás ideal com k = 1,4, sofre um choque normal. As condições a montante são p_x = 0,5 bar, T_x = 280 K e M_x = 1,8. Determine

(a) a pressão p_y em bar.
(b) a pressão de estagnação p_{ox}, em bar.
(c) a temperatura de estagnação T_{ox}, em K
(d) a variação de entropia específica ao longo do choque, em kJ/kg · K
(e) Esboce graficamente as grandezas dos itens (a) a (d) *versus* M_x variando de 1,0 a 2,0. Todas as outras condições a montante permanecem as mesmas

9.128 Um bocal convergente-divergente opera em regime permanente com uma vazão mássica de 0,7 lb/s. Ar, na condição de gás ideal com k = 1,4, escoa pelo bocal, sendo descarregado na atmosfera a 14,7 lbf/in² (101,3 kPa) e 540°R (26,8°C). Um choque normal localiza-se no plano de saída com M_x = 2. O escoamento é isoentrópico até o choque. Determine

(a) a pressão de estagnação p_{ox}, em lbf/in².
(b) a temperatura de estagnação T_{ox}, em °R
(c) a área de saída do bocal, em in².

9.129 Para o bocal do Problema 9.128, calcule a área da garganta, em in², e a entropia produzida, em Btu/°R por lb de ar em escoamento.

9.130 Ar a 3,4 bar, 530 K e com um número de Mach igual a 0,4 entra em um bocal convergente-divergente que opera em regime permanente. Um choque normal encontra-se na seção divergente em uma posição em que o número de Mach é M_x = 1,8. O escoamento é isoentrópico, exceto onde o choque se situa. Se o ar se comporta como gás ideal com k = 1,4, determine

(a) a temperatura de estagnação T_{ox}, em K.
(b) a pressão de estagnação p_{ox}, em bar
(c) a pressão p_x, em bar.
(d) a pressão p_y, em bar.
(e) a pressão de estagnação p_{oy}, em bar
(f) a temperatura de estagnação T_{oy}, em K

Se a área da garganta é 7,6 × 10^{-4} m² e se a pressão no plano de saída for de 2,4 bar, determine a vazão mássica, em kg/s, e a área de saída, em m²

9.131 Ar na condição de gás ideal com k = 1,4 entra em um canal convergente-divergente com um número de Mach igual a 1,6. Um choque normal se encontra na entrada do canal. A jusante do choque o escoamento é isoentrópico; o número de Mach é unitário na garganta e o ar sai com uma velocidade desprezível a 20 lbf/in² (137,9 kPa), 700°R (115,7°C). Se a vazão mássica for de 45 lb/s (20,4 kg/s), determine as áreas da entrada e da garganta, em ft².

9.132 Deduza as seguintes expressões. (a) Eq. 9.55, (b) Eq. 9.56, (c) Eq. 9.57

9.133 Usando o *Interactive Thermodynamics: IT* ou programa similar, gere tabelas das mesmas funções de escoamento isoentrópico que aquelas da Tabela 9.2 para razões entre calores específicos iguais a 1,2, 1,3, 1,4 e 1,67 e para números de Mach que variem de 0 a 5.

9.134 Usando o *Interactive Thermodynamics: IT* ou programa similar, gere tabelas das mesmas funções de choque normal que aquelas da Tabela 9.3 para razões de calores específicos iguais a 1,2, 1,3, 1,4 e 1,67 e para números de Mach que variem entre 1 e 5.

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

9.1P Com o desenvolvimento de materiais metalocerâmicos de alta resistência, os motores a combustão interna podem agora ser construídos sem resfriamento nas paredes dos cilindros. Esses *motores adiabáticos* operam com temperaturas de parede de cilindro de até 1700°F (926,7°C). Quais são as considerações mais importantes no projeto de motores adiabáticos? É possível que os motores adiabáticos encontrem uma ampla aplicação? Discuta

9.2P O motor Stirling foi primeiramente patenteado em 1816, mas não tem sido comercializado amplamente. No entanto, continuam sendo feitos esforços para desenvolver tecnologias para motores Stirling de uso prático, tal como na propulsão de veículos. Prepare um memorando resumindo o que há de mais moderno em tecnologia dos motores Stirling. Discuta as vantagens e as desvantagens dos motores Stirling e avalie a possibilidade de eles serem mais amplamente usados no futuro.

9.3P Um fator importante que, ao longo dos anos, tem aumentado o desempenho das turbinas a gás consiste no uso do *resfriamento das pás das turbinas*, o que torna possíveis maiores temperaturas de admissão. Com a ajuda de diagramas, explique os vários métodos para o resfriamento a pás das turbinas comumente empregados. Quais são, atualmente, os temas de pesquisa mais importantes em se tratando da tecnologia relativa a pás de turbinas a gás? Discuta.

9.4P Turbinas a gás com *injeção de vapor* utilizam gases quentes de escape para produzir vapor, que é injetado diretamente no sistema da turbina a gás. A Fig. P9.4P ilustra duas abordagens possíveis para a injeção de vapor. Na primeira abordagem, vapor é injetado diretamente no combustor. Na outra, o vapor é injetado nos estágios de baixa pressão da turbina.

(a) Quais são as vantagens relativas e as desvantagens dessas abordagens de injeção de vapor? Como uma injeção de vapor pode causar uma melhora no desempenho de um ciclo de potência?

(b) Cada uma das abordagens de injeção de vapor é inerentemente mais simples que a combinação de ciclos como aquela ilustrada na Fig. 9.23. Quais são as outras vantagens e desvantagens da injeção direta de vapor em comparação com ciclos combinados?

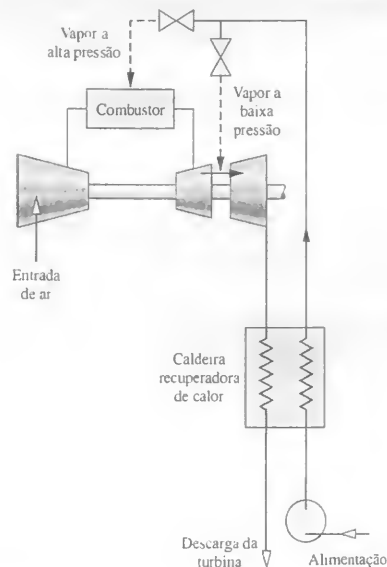



Fig. P9.4P

9.5P O uso de sistemas de potência Brayton fechados, que recebem sua admissão de energia por radioisótopos, reatores nucleares ou coletores solares, tem sido sugerido para o atendimento de necessidades de potência em veículos espaciais. Quais são as vantagens e desvantagens dos ciclos Brayton fechados para aplicações aeroespaciais? Quais critérios de projetos associados a missões específicas podem determinar a seleção do sistema e da fonte de energia?

9.6P Fábricas que necessitam de ar comprimido e de calor de processamento costumam empregar compressores de ar com acionamento elétrico e aquecedores a gás natural para atender a essas demandas. Como uma alternativa, sistemas de compressores disponíveis comercialmente, cujos motores são movidos a gás natural, podem atender tais necessidades. Determine se as tarifas de luz e gás da sua região são favoráveis para a adoção desses sistemas. Prepare um memorando explicando suas conclusões.

9.7P O desempenho de turbinas a gás é fortemente afetado pela pressão e pela temperatura do ar na entrada. Investigue o efeito sobre a potência desenvolvida em uma turbina a gás LM 6000 da General Electric quando a temperatura do ar e a pressão na entrada variam, respectivamente, sobre os valores-base de 50°F (10,0°C) e 1 atm. Descreva algumas maneiras que podem ser empregadas para alterar a temperatura do ar e a pressão na entrada e quais seriam as implicações econômicas. Prepare um memorando sintetizando suas descobertas.

9.8P Uma companhia manufatureira atualmente compra $2{,}4 \times 10^5$ MW · h de eletricidade por ano da companhia elétrica local. Uma caldeira com bastante tempo de uso na companhia fornece anualmente 4×10^6 kg de vapor de processo a 20 bar. Considere a viabilidade da compra de um sistema de *co-geração* para atender a essas necessidades. O sistema empregaria uma turbina a gás movida a gás natural para produzir a eletricidade e um gerador de vapor baseado em recuperação de calor para produzir o vapor. Usando princípios *termoeconômicos*, investigue os aspectos econômicos que devem ser considerados para fazer uma recomendação do sistema de co-geração proposto. Escreva um relatório sobre suas descobertas.

9.9P Desenvolva as especificações preliminares para uma instalação de potência de turbina a gás de ciclo fechado de 160 MW. Considere o dióxido de carbono e o hélio como possíveis fluidos de trabalho da turbina a gás circulando através de uma unidade de energia nuclear, onde absorvem energia da reação nuclear. Esboce o esquema do ciclo proposto por você. Para os dois fluidos de trabalho, compare as pressões e temperaturas operacionais e estime o desempenho esperado do ciclo. Escreva um relatório que inclua sua análise e seu projeto, e recomende um fluido de trabalho. Inclua pelo menos três referências.

9.10P Como engenheiro, você deve recomendar se deve comprar para a expansão de uma usina 2 MW de potência de energia elétrica da distribuidora local a um custo de U$0,06 por kW · h ou comprar e operar um conjunto motor gerador a diesel que funciona a gás natural. O preço do gás natural é U$1,10 por mil pés cúbicos (28,3 m³), e cada pé cúbico tem um *valor de aquecimento* de 1000 Btu. Suponha que a instalação opere 7800 h por ano. Especifique um equipamento gerador a diesel que atenda a potência requerida e faça uma análise econômica para determinar qual das alternativas é a melhor. Apresente sua recomendação em forma de memorando com uma análise de suporte e cálculos, incluindo pelo menos três referências.

9.11P Uma empresa financeira possui um computador servidor que requer uma unidade de força elétrica muito confiável. A demanda de energia é de 3000 kW. Você foi contratado pela empresa como consultor para estudar a viabilidade de usar *microturbinas* de 250 W para esta aplicação. Escreva um relatório relatando os prós e contras de tal arranjo em comparação com a compra de energia de uma distribuidora local.

9.12P A entrada da turbina a gás de um motor de avião deve fornecer ar ao compressor com uma queda tão pequena quanto possível de pressão de estagnação e com a menor força de arrasto possível. Essa entrada também serve como um difusor para aumentar a pressão do ar que entra no compressor ao mesmo tempo em que a velocidade do ar é reduzida. Escreva um relatório discutindo os projetos mais comuns de tipos de entrada de turbina para aplicações subsônicas e supersônicas. Inclua uma discussão de como a posição do motor afeta o desempenho do difusor.

9.13P De que maneira a análise de escoamento compressível apresentada neste capítulo deve ser modificada para modelar o escoamento ao longo de turbinas a vapor? Que considerações especiais de projeto surgem devido à possibilidade de ocorrência de condensação no interior das fileiras de pás e nos bocais das turbinas a vapor?

Sistemas de Refrigeração e de Bombas de Calor

Contexto de Engenharia

Os sistemas de refrigeração para a conservação de alimentos e de condicionamento de ar exercem importantes papéis em nossa vida diária. Bombas de calor também estão sendo utilizadas para aquecimento doméstico e produção de calor em processos industriais. Existem muitos outros exemplos do uso comercial e industrial da refrigeração, entre eles a separação de ar para a obtenção de oxigênio e nitrogênio líquidos, a liquefação de gás natural e a produção de gelo.

O **objetivo** deste capítulo é descrever alguns dos tipos mais comuns de sistemas de refrigeração e de bombas de calor atualmente em uso e ilustrar como esses sistemas podem ser modelados termodinamicamente. Os três principais tipos descritos são os ciclos por compressão de vapor, por absorção e o ciclo de Brayton reverso. Assim como para os sistemas de potência estudados nos Caps. 8 e 9, serão considerados sistemas a vapor e a gás. Nos sistemas a vapor, o refrigerante é alternadamente vaporizado e condensado. Nos sistemas de refrigeração por gás, o refrigerante permanece no estado gasoso.

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo estará apto a...

- ✓ Demonstrar conhecimento dos sistemas básicos de refrigeração e de bomba de calor por compressão de vapor.
- ✓ Desenvolver e analisar modelos termodinâmicos de sistemas de compressão de vapor e suas modificações, incluindo
  - ✓ esboçar o diagrama esquemático e o diagrama T–s correspondente.
  - ✓ analisar dados de propriedades nos estados principais dos sistemas.
  - ✓ aplicar balanços de massa, de energia, de entropia e de exergia para os processos básicos.
  - ✓ determinar o desempenho de sistemas de refrigeração e de bomba de calor, o coeficiente de desempenho e a capacidade.
- ✓ Explicar os efeitos dos vários parâmetros chaves sobre o desempenho do sistema de compressão de vapor.
- ✓ Demonstrar conhecimento dos princípios de operação dos sistemas de refrigeração a gás e por absorção, e do desempenho da análise termodinâmica de sistemas a gás.

10.1 Sistemas de Refrigeração a Vapor

O objetivo de um sistema de refrigeração é manter uma região *fria* a uma temperatura inferior à de sua vizinhança. Em geral isso é feito usando-se sistemas de refrigeração a vapor, que são o assunto desta seção.

Ciclo de Refrigeração de Carnot

Para apresentar alguns aspectos importantes da refrigeração a vapor, iniciaremos considerando um ciclo de refrigeração a vapor de Carnot. Esse ciclo é obtido pela inversão do ciclo de potência a vapor de Carnot discutido na Seção 5.10. A Fig. 10.1 mostra o esquema e o respectivo diagrama T–s de um ciclo de refrigeração de Carnot operando entre uma região à temperatura T_C e uma outra região a uma temperatura maior T_H. O ciclo é realizado pela circulação contínua do refrigerante através de uma série de componentes. Todos os processos são internamente reversíveis. Além disso, como as transferências de calor entre o refrigerante e cada região ocorrem sem uma diferença de temperatura, não existem irreversibilidades externas. As transferências de energia mostradas no diagrama são positivas nos sentidos indicados pelas setas.

Começando pela entrada do evaporador, vamos seguir o refrigerante conforme ele passe continuamente através de cada componente do ciclo. O refrigerante entra no evaporador como uma mistura de duas fases líquido–vapor no estado 4. No evaporador, parte do refrigerante muda de fase de líquido para vapor como resultado da transferência de calor da região à temperatura T_C para o refrigerante. A temperatura e a pressão do refrigerante permanecem constantes durante o processo do estado 4 ao estado 1. O refrigerante é então comprimido adiabaticamente do estado 1, em que ele se apresenta como uma mistura de duas fases líquido–vapor, para o estado 2, em que é vapor saturado. Durante esse processo, a temperatura do refrigerante aumenta de T_C para T_H, e a pressão também aumenta. O refrigerante passa do compressor ao condensador, onde muda de fase de vapor saturado para líquido saturado como resultado da transferência de calor para a região à temperatura T_H. A temperatura e a pressão permanecem constantes no processo do estado 2 ao estado 3. O refrigerante volta ao mesmo estado da entrada do evaporador através de uma expansão adiabática por uma turbina. Nesse processo, do estado 3 ao estado 4, a temperatura decresce de T_H para T_C, e há um decréscimo de pressão.

Uma vez que o ciclo de refrigeração a vapor de Carnot é composto de processos reversíveis, as áreas no diagrama T–s podem ser interpretadas como transferências de calor. Aplicando-se a Eq. 6.49, a área 1–a–b–4–1 é o calor acrescentado ao refrigerante através da região fria por unidade de massa de refrigerante. A área 2–a–b–3–2 é o calor rejeitado pelo refrigerante para a região quente por unidade de massa de refrigerante. A área fechada 1–2–3–4–1 representa a transferência de calor *líquida do* refrigerante. A transferência de calor líquida *do* refrigerante é igual ao trabalho líquido realizado *sobre* o refrigerante. O trabalho líquido é a diferença entre o trabalho de acionamento do compressor e o trabalho desenvolvido pela turbina.

O *coeficiente de desempenho* β de *qualquer* ciclo de refrigeração é a razão entre o efeito de refrigeração e o trabalho líquido necessário para atingir tal efeito. Para o ciclo de refrigeração a vapor

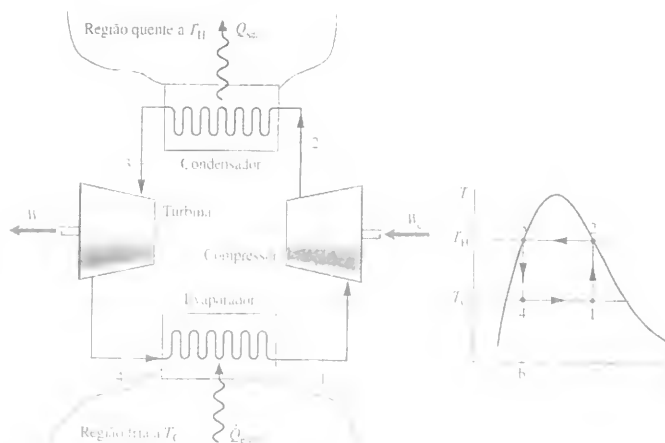



Fig. 10.1 Ciclo de refrigeração a vapor de Carnot.

de Carnot mostrado na Fig. 10.1, o coeficiente de desempenho é

$$\beta_{max} = \frac{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m} - \dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{\text{área } 1\text{–a–b–4–1}}{\text{área } 1\text{–2–3–4–1}} = \frac{T_C(s_a - s_b)}{(T_H - T_C)(s_a - s_b)}$$

que se reduz a

$$\beta_{max} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \tag{10.1}$$

Esta equação, que corresponde à Eq. 5.10, representa o *maior* coeficiente de desempenho teórico de qualquer ciclo de refrigeração que opere entre as regiões a T_C e T_H.

Desvios do Ciclo de Carnot

Sistemas de refrigeração a vapor reais desviam-se significativamente do ciclo de Carnot, aqui considerado, e têm coeficientes de desempenho inferiores àqueles que seriam calculados pela Eq. 10.1. Serão consideradas, a seguir, três formas pelas quais sistemas reais desviam-se do ciclo de Carnot.

Fig. 10.2 Comparação entre as temperaturas do condensador e do evaporador com as temperaturas das regiões quente e fria.

- Um dos desvios mais significativos está relacionado às transferências de calor entre o refrigerante e as duas regiões. Em sistemas reais, essas transferências não são realizadas reversivelmente, como se supôs aqui. Em especial, a fim de se alcançar uma taxa de transferência de calor suficiente para manter a temperatura da região fria em T_C através de um evaporador de tamanho realístico, é necessário que a temperatura do refrigerante no evaporador, T'_C, esteja vários graus *abaixo* de T_C. Isso é ilustrado colocando-se a temperatura T'_C no diagrama T–s da Fig. 10.2. Analogamente, para se obter uma taxa de transferência de calor adequada do refrigerante para a região quente, é necessário que a temperatura do refrigerante no condensador, T'_H, esteja vários graus *acima* de T_H. Isso é ilustrado colocando-se a temperatura T'_H no diagrama T–s da Fig. 10.2.

A manutenção das temperaturas do refrigerante nos trocadores de calor a T'_C e a T'_H, em vez de T_C e T_H, respectivamente, causa a redução do coeficiente de desempenho. Isso pode ser visto expressando-se o coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração designado por 1′–2′–3′–4′–1′ na Fig. 10.2 por

$$\beta' = \frac{\text{área } 1'\text{–a–b–4'–1'}}{\text{área } 1'\text{–2'–3'–4'–1'}} = \frac{T'_C}{T'_H - T'_C} \tag{10.2}$$

Comparando-se as áreas associadas às expressões de β_{max} e β', já mostradas, conclui-se que o valor de β' é inferior ao de β_{max}. Essa conclusão sobre o efeito da temperatura do refrigerante no coeficiente de desempenho também se aplica a outros ciclos de refrigeração considerados neste capítulo.

- Mesmo quando as diferenças de temperatura entre o refrigerante e as regiões quente e fria são levadas em consideração, existem outras características que fazem com que o ciclo de refrigeração a vapor da Fig. 10.2 seja impróprio como protótipo. Voltando novamente à figura, observe que o processo de compressão do estado 1′ ao estado 2′ ocorre com o refrigerante na condição de mistura de duas fases líquido–vapor. Isso é comumente conhecido como *compressão molhada*. A compressão molhada normalmente é evitada, já que a presença de gotas de líquido pode danificar o compressor. Em sistemas reais, o compressor lida apenas com vapor, o que é conhecido como *compressão seca*.
- Outra característica que torna o ciclo da Fig. 10.2 impraticável é o processo de expansão do estado de líquido saturado 3′ para o estado de mistura de duas fases líquido–vapor com baixo título 4′. Essa expansão produz uma quantidade relativamente pequena de trabalho, comparada ao trabalho de acionamento no processo de compressão. O trabalho disponível obtido por uma turbina real seria ainda menor, já que as turbinas que estejam operando em tais condições tipicamente têm baixa eficiência. Por conseguinte, normalmente se sacrifica o trabalho disponível da turbina substituindo-a por uma simples válvula de expansão, com uma consequente redução de custos inicial e de manutenção. Os componentes desse ciclo resultante encontram-se ilustrados na Fig. 10.3, em que se admite compressão seca. Esse ciclo, conhecido como *ciclo de refrigeração por compressão de vapor*, é o assunto da próxima seção.

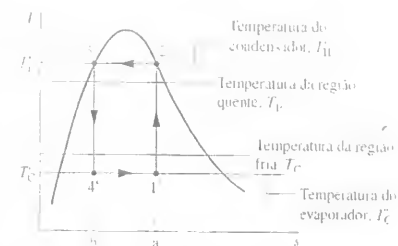
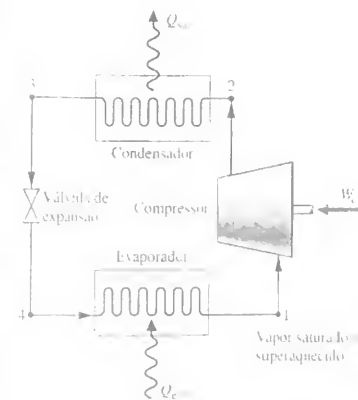



Fig. 10.3 Componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

10.2 Análise dos Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor

refrigeração por compressão de vapor

Os sistemas de ***refrigeração por compressão de vapor*** são os sistemas de refrigeração mais comuns em uso atualmente. O objetivo desta seção é apresentar aspectos importantes de sistemas desse tipo e ilustrar como eles podem ser modelados termodinamicamente.

10.2.1 Avaliação do Trabalho e das Transferências de Calor Principais

Consideraremos a operação em regime permanente do sistema de compressão de vapor apresentado na Fig. 10.3. Encontram-se na figura o trabalho principal e as transferências de calor, que são positivas no sentido das setas. Nas análises que se seguem, desprezam-se as variações de energia cinética e potencial nos componentes. Iniciaremos com o evaporador, no qual se obtém o desejado efeito de refrigeração.

- À medida que o refrigerante passa pelo evaporador, a transferência de calor do espaço refrigerado resulta na evaporação do refrigerante. Para um volume de controle que engloba o lado do refrigerante no evaporador, os balanços de massa e de energia simplificam-se para fornecer a taxa de transferência de calor por unidade de massa do refrigerante em escoamento dada por

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \tag{10.3}$$

capacidade frigorífica

tonelada de refrigeração

em que $\dot{m}$ é a vazão mássica do refrigerante. A taxa de calor transferido $\dot{Q}_{entra}$ é conhecida como ***capacidade frigorífica***. No sistema de unidades SI, essa capacidade é normalmente expressa em kW. No sistema inglês de unidades, a capacidade frigorífica pode ser expressa em Btu/h. Outra unidade comumente utilizada para capacidade frigorífica é a ***tonelada de refrigeração***, TR, que é igual a 200 Btu/min, ou cerca de 211 kJ/min.

- O refrigerante que deixa o evaporador é comprimido pelo compressor até uma pressão e uma temperatura relativamente altas. Admitindo-se que não haja transferência de calor de ou para o compressor, os balanços de massa e de energia para um volume de controle que englobe o compressor fornecem

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \tag{10.4}$$

em que $\dot{W}_c/\dot{m}$ é a taxa de potência de *alimentação* por unidade de massa de refrigerante.

- Em seguida, o refrigerante passa pelo condensador, onde se condensa e ocorre uma transferência de calor do refrigerante para a vizinhança que está mais fria. Para um volume de controle que engloba o lado do refrigerante no condensador, a taxa de transferência de calor por unidade de massa do refrigerante em escoamento é

$$\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \tag{10.5}$$

- Finalmente, o refrigerante no estado 3 entra na válvula de expansão e se expande até a pressão do evaporador. Esse processo é geralmente modelado como um processo de *estrangulamento*, para o qual

$$h_4 = h_3 \tag{10.6}$$

A pressão do refrigerante decresce na expansão adiabática irreversível, e há um aumento correspondente na entropia específica. O refrigerante sai da válvula no estado 4 como uma mistura de duas fases líquido–vapor.

No sistema de compressão de vapor, o fornecimento de potência líquida é igual à potência do compressor, já que a válvula de expansão não admite entrada ou saída de potência. Usando-se as expressões e quantidades antes introduzidas, o coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração por compressão de vapor da Fig. 10.3 é

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{10.7}$$

Uma vez que os estados 1 a 4 são conhecidos, as Eqs. 10.3 a 10.7 podem ser usadas para avaliar o trabalho e as transferências de calor principais e o coeficiente de desempenho do sistema de compressão por vapor da Fig. 10.3. Como essas equações foram desenvolvidas por simplificações dos balanços de massa e de energia, elas são igualmente aplicáveis tanto para o desempenho real, em que as irreversibilidades estão presentes no evaporador, no compressor e no condensador, quanto no desempenho

idealizado na ausência de tais efeitos. Embora as irreversibilidades no evaporador, no compressor e no condensador possam ter um acentuado efeito no desempenho geral, é instrutivo considerar um ciclo idealizado no qual elas estejam supostamente ausentes. Tal ciclo estabelece um limite superior quanto ao desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, e é considerado a seguir.

10.2.2 Desempenho de Sistemas de Compressão de Vapor

CICLO IDEAL. Se as irreversibilidades no evaporador e no condensador forem ignoradas, não existe queda de pressão por atrito e o refrigerante escoa a pressão constante ao longo dos dois trocadores de calor. Se a compressão ocorrer sem irreversibilidade e a transferência de calor perdida para a vizinhança for também ignorada, o processo de compressão será isentrópico. Com essas considerações, tem-se o ciclo de refrigeração por compressão de vapor numerado por 1–2s–3–4–1 em termos do diagrama *T–s* da Fig. 10.4. O ciclo consiste na série de processos a seguir:

Processo 1-2s: Compressão *isentrópica* do refrigerante do estado 1 até a pressão do condensador no estado 2s.

Processo 2s-3: Transferência de calor *do* refrigerante à medida que este escoa a pressão constante ao longo do condensador. O refrigerante sai como líquido no estado 3.

Processo 3-4: Processo de *estrangulamento* do estado 3 até uma mistura de duas fases líquido–vapor em 4.

Processo 4-1: Transferência de calor *para* o refrigerante à medida que este escoa a pressão constante ao longo do evaporador para completar o ciclo.

Fig. 10.4 Diagrama *T–s* de um ciclo ideal de compressão de vapor.

ciclo ideal de compressão de vapor

Todos os processos desse ciclo são internamente reversíveis, com exceção do processo de estrangulamento. Apesar da inclusão desse processo irreversível, o ciclo é normalmente conhecido como ***ciclo ideal de compressão de vapor***.

O exemplo a seguir ilustra a aplicação da primeira e da segunda leis da termodinâmica, juntamente com dados de propriedades para a análise de um ciclo ideal de compressão de vapor.

Exemplo 10.1 CICLO IDEAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Um ciclo ideal de compressão de vapor se comunica termicamente com uma região fria a 0°C e com uma região quente a 26°C. Esse ciclo possui como fluido de trabalho o Refrigerante 134a. O vapor saturado entra no compressor a 0°C e o líquido saturado deixa o condensador a 26°C. A vazão mássica do refrigerante é 0,08 kg/s. Determine **(a)** a potência do compressor, em kW, **(b)** a capacidade frigorífica, em TR, **(c)** o coeficiente de desempenho e **(d)** o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração de Carnot que opere entre as regiões quente e fria a 26 e 0°C, respectivamente.

Solução

Dado: Um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor opera com Refrigerante 134a. Os estados do refrigerante na entrada do compressor e na saída do condensador são fornecidos e a vazão mássica é dada.

Pede-se: Determine a potência do compressor em kW, a capacidade frigorífica em TR, o coeficiente de desempenho e o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração a vapor de Carnot que opere entre as regiões quente e fria às temperaturas especificadas.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

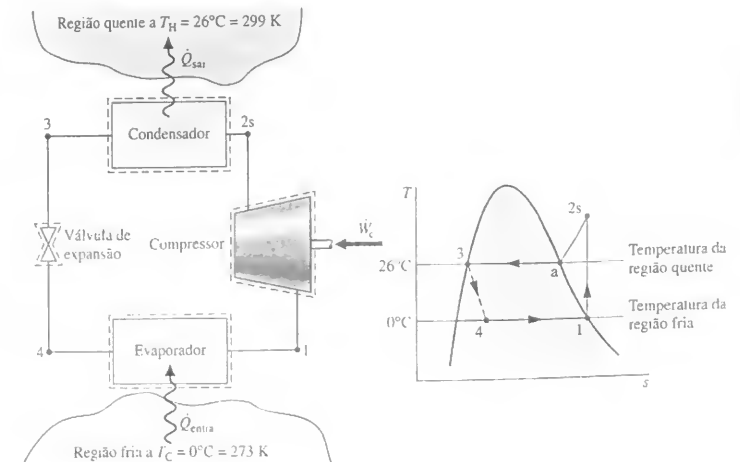



Fig. E10.1

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime permanente. Os volumes de controle estão indicados pelas linhas tracejadas no diagrama.
2. A não ser pela expansão ao longo da válvula, que é um processo de estrangulamento, todos os processos sofridos pelo refrigerante são internamente reversíveis.
3. O compressor e a válvula de expansão operam adiabaticamente.
4. Os efeitos da energia cinética e potencial são desprezíveis.
5. O vapor saturado entra no compressor e o líquido saturado sai pelo condensador.

Análise: Iniciaremos com a determinação dos principais estados localizados no esboço e no diagrama T–s. Na entrada do compressor, o refrigerante é um vapor saturado a 0°C, assim, pela Tabela A-10, h_1 = 247,23 kJ/kg e s_1 = 0,9190 kJ/kg · K.

A pressão no estado 2s é a pressão de saturação correspondente a 26°C, ou p_2 = 6,853 bar. O estado 2s é determinado por p_2 e pelo fato de a entropia específica ser constante para um processo de compressão adiabático e internamente reversível. O refrigerante no estado 2s é um vapor superaquecido com h_{2s} = 264,7 kJ/kg.

O estado 3 corresponde a um líquido saturado a 26°C, assim h_3 = 85,75 kJ/kg. A expansão ao longo da válvula é um processo de estrangulamento (hipótese 2), assim $h_4 = h_3$.

(a) A potência de acionamento do compressor é

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_{2s} - h_1)$$

em que $\dot{m}$ é a vazão mássica do refrigerante. Inserindo valores, temos

$$\dot{W}_c = (0{,}08 \text{ kg/s})(264{,}7 - 247{,}23) \text{ kJ/kg} \left|\frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kJ/s}}\right|$$

$$= 1{,}4 \text{ kW}$$

(b) A capacidade frigorífica é a taxa de transferência de calor fornecida ao refrigerante que passa pelo evaporador, e é dada por

$$\dot{Q}_{entra} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

$$= (0{,}08 \text{ kg/s})|60 \text{ s/min}|(247{,}23 - 85{,}75) \text{ kJ/kg} \left|\frac{1 \text{ ton}}{211 \text{ kJ/min}}\right|$$

$$= 3{,}67 \text{ TR}$$

(c) O coeficiente de desempenho β é

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1} = \frac{247{,}23 - 85{,}75}{264{,}7 - 247{,}23} = 9{,}24$$

(d) Para um ciclo de refrigeração a vapor de Carnot que opera a T_H = 299 K e T_C = 273 K, o coeficiente de desempenho determinado através da Eq. 10.1 é

$$\beta_{max} = \frac{T_C}{T_H - T_C} = 10{,}5$$

① O valor para h_{2s} pode ser obtido por uma dupla interpolação na Tabela A-12 ou por meio do *Interactive Thermodynamics: IT*.

② Conforme se esperava, o ciclo ideal de compressão de vapor tem um coeficiente de desempenho menor do que o de um ciclo de Carnot que opere entre as temperaturas das regiões quente e fria. Esse valor menor pode ser atribuído aos efeitos das irreversibilidades externas associadas ao dessuperaquecimento do refrigerante no condensador (Processo 2s–a no diagrama T–s) e pela irreversibilidade interna do processo de estrangulamento.

Teste-Relâmpago

Mantendo-se todos os outros dados constantes, determine a vazão mássica do refrigerante, em kg/s, para 10 toneladas de refrigeração de capacidade.

Resposta 0,218 kg/s.

CICLO REAL. A Fig. 10.5 apresenta diversos aspectos associados aos sistemas *reais* de compressão de vapor. Conforme mostra a figura, as transferências de calor entre o refrigerante e as regiões quente e fria não são realizadas de maneira reversível: a temperatura do refrigerante no evaporador é mais baixa que a temperatura T_C da região fria, e a temperatura do refrigerante no condensador é mais alta que a temperatura T_H da região quente. Essas transferências de calor irreversíveis apresentam um efeito significativo no desempenho. Em especial, o coeficiente de desempenho cai conforme a temperatura média do refrigerante no evaporador decresce e conforme a temperatura média do refrigerante no condensador aumenta. O Exemplo 10.2 apresenta uma ilustração desse aspecto.

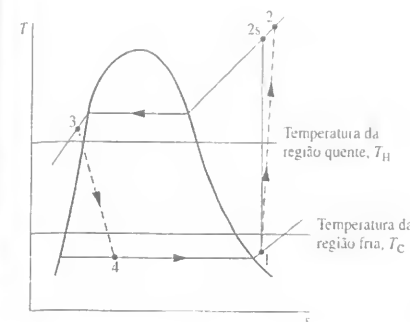



Fig. 10.5 Diagrama T–s de um ciclo real de compressão de vapor.

Exemplo 10.2 EFEITO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR IRREVERSÍVEL SOBRE O DESEMPENHO

Modifique o Exemplo 10.1 de modo a permitir diferenças de temperatura entre o refrigerante e as regiões quente e fria, como se segue. O vapor saturado entra no compressor a −10°C. O líquido saturado sai do condensador a uma pressão de 9 bar (9 × 10⁵ Pa). Para esse ciclo de refrigeração por compressão de vapor modificado, determine **(a)** a potência do compressor em kW, **(b)** a capacidade frigorífica em TR, **(c)** o coeficiente de desempenho. Compare os resultados com aqueles do Exemplo 10.1.

Solução

Dado: Um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor opera com o Refrigerante 134a como fluido de trabalho. A temperatura do evaporador e a pressão do condensador são especificadas, e a vazão mássica é dada.

Pede-se: Determine a potência do compressor em kW, a capacidade frigorífica em TR e o coeficiente de desempenho. Compare os resultados com aqueles do Exemplo 10.1.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

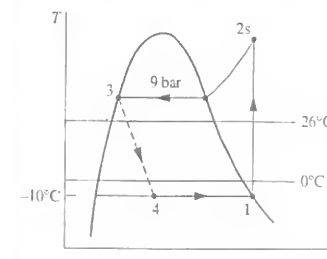



Fig. E10.2

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime permanente. Os volumes de controle estão indicados por linhas tracejadas no esboço que acompanha o Exemplo 10.1.
2. A não ser pelo processo ao longo da válvula de expansão, que é um processo de estrangulamento, todos os processos sofridos pelo refrigerante são internamente reversíveis.
3. O compressor e a válvula de expansão operam adiabaticamente.
4. Os efeitos da energia cinética e potencial são desprezíveis.
5. O vapor saturado entra no compressor e o líquido saturado sai pelo condensador.

Análise: Iniciaremos com a determinação dos principais estados localizados no diagrama T–s. Começando pela entrada do compressor, o refrigerante é um vapor saturado a −10°C; logo, pela Tabela A-10, h_1 = 241,35 kJ/kg e s_1 = 0,9253 kJ/kg · K.

O vapor superaquecido no estado 2s é determinado com p_2 = 9 bar e pelo fato de a entropia específica ser constante para um processo de compressão adiabático e internamente reversível. Uma interpolação na Tabela A-12 fornece h_{2s} = 272,39 kJ/kg.

O estado 3 corresponde a um líquido saturado a 9 bar, assim h_3 = 99,56 kJ/kg. A expansão através da válvula é um processo de estrangulamento; conseqüentemente $h_4 = h_3$.

(a) A potência de acionamento do compressor é

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_{2s} - h_1)$$

em que $\dot{m}$ é a vazão mássica do refrigerante. Inserindo valores, obtemos

$$\dot{W}_c = (0{,}08\ \text{kg/s})(272{,}39 - 241{,}35)\ \text{kJ/kg}\left|\frac{1\ \text{kW}}{1\ \text{kJ/s}}\right|$$
$$= 2{,}48\ \text{kW}$$

(b) A capacidade frigorífica é

$$\dot{Q}_{\text{entra}} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$
$$= (0{,}08\ \text{kg/s})|60\ \text{s/min}|(241{,}35 - 99{,}56)\ \text{kJ/kg}\left|\frac{1\ \text{TR}}{211\ \text{kJ/min}}\right|$$
$$= 3{,}23\ \text{TR}$$

(c) O coeficiente de desempenho β é

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{\text{entra}}}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1} = \frac{241{,}35 - 99{,}56}{272{,}39 - 241{,}35} = 4{,}57$$

Comparando-se os resultados deste exemplo com aqueles do Exemplo 10.1, percebe-se que a potência de acionamento para o compressor é maior neste caso. Além disso, a capacidade frigorífica e o coeficiente de desempenho são menores neste exemplo do que no Exemplo 10.1. Isso ilustra a considerável influência no desempenho de uma transferência de calor irreversível entre o refrigerante e as regiões fria e quente.

Teste-Relâmpago

Determine a taxa de transferência de calor entre o refrigerante que escoa pelo condensador e a vizinhança, em kW.

Resposta 13,83 kW.

Voltando novamente à Fig. 10.5, podemos identificar um outro aspecto importante no desempenho de sistemas reais por compressão de vapor. Trata-se do efeito das irreversibilidades durante a compressão, sugerido pelo uso de uma linha tracejada para o processo de compressão do estado 1 até o estado 2. A linha tracejada é desenhada para mostrar o aumento na entropia específica associada a uma compressão *adiabática* irreversível. Comparando-se o ciclo 1–2–3–4–1 com o ciclo 1–2s–3–4–1, a capacidade frigorífica seria a mesma para cada um deles, mas a potência de acionamento é maior para o caso da compressão irreversível quando comparada ao ciclo ideal. Conseqüentemente, o coeficiente de desempenho do ciclo 1–2–3–4–1 é menor que aquele do ciclo 1–2s–3–4–1. O efeito da compressão irreversível pode ser levado em conta usando-se a eficiência isentrópica do compressor que, para os estados designados conforme a Fig. 10.5, é dada por

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{(\dot{W}_c/\dot{m})} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Outros desvios da situação ideal têm origem em efeitos de atrito que causam quedas de pressão enquanto o refrigerante escoa ao longo do evaporador, do condensador e pela tubulação que conecta os vários componentes. Essas quedas de pressão não são mostradas no diagrama *T–s* da Fig. 10.5 e, para simplificar, serão ignoradas em discussões posteriores.

Finalmente, duas outras características exibidas por sistemas reais de compressão de vapor encontram-se na Fig. 10.5. Uma é a condição de vapor superaquecido na saída do evaporador (estado 1), que difere da condição de vapor saturado mostrada na Fig. 10.4. Outra é o estado sub-resfriado na saída do condensador (estado 3), que difere da condição de líquido saturado mostrada na Fig. 10.4.

O Exemplo 10.3 ilustra os efeitos da compressão irreversível e do sub-resfriamento na saída do condensador no desempenho de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Exemplo 10.3 CICLO REAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Reconsidere o ciclo de refrigeração por compressão de vapor do Exemplo 10.2, mas inclua na análise o fato de que o compressor tem uma eficiência de 80%. Além disso, admita que a temperatura do líquido que deixa o compressor seja de 30°C. Para esse ciclo modificado, determine **(a)** a potência do compressor em kW, **(b)** a capacidade frigorífica em TR, **(c)** o coeficiente de desempenho e **(d)** as taxas de destruição de exergia no compressor e na válvula de expansão em kW, para T_0 = 299 K (26°C).

Solução

Dado: Um ciclo de refrigeração por compressão de vapor tem um compressor com eficiência de 80%.

Pede-se: Determine a potência do compressor em kW, a capacidade frigorífica em TR, o coeficiente de desempenho e as taxas de destruição de exergia no compressor e na válvula de expansão em kW.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

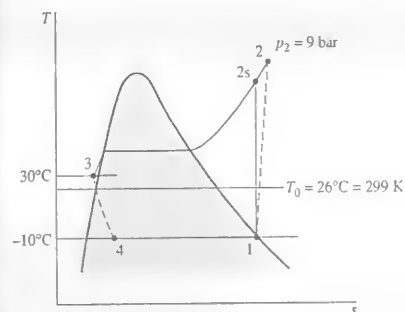



Fig. E10.3

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime permanente.
2. Não existem quedas de pressão no evaporador e no condensador.
3. O compressor opera adiabaticamente e com uma eficiência de 80%. A expansão ao longo da válvula é um processo de estrangulamento.
4. Os efeitos da energia cinética e potencial são desprezíveis.
5. O vapor saturado a −10°C entra no compressor e o líquido a 30°C sai do condensador.
6. A temperatura do ambiente para o cálculo da exergia é T_0 = 299 K (26°C).

Análise: Iniciaremos pela determinação dos principais estados. O estado 1 é o mesmo do Exemplo 10.2, assim h_1 = 241,35 kJ/kg e s_1 = 0,9253 kJ/kg · K.

Devido à presença de irreversibilidades durante o processo de compressão adiabática, há um aumento de entropia específica entre a entrada e a saída do compressor. O estado na saída do compressor, estado 2, pode ser determinado por meio da eficiência do compressor

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$$

em que h_{2s} é a entalpia específica no estado 2s, como indica o diagrama *T–s*. Da solução do Exemplo 10.2, h_{2s} = 272,39 kJ/kg. Resolvendo para h_2 e inserindo os valores conhecidos, temos

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} + h_1 = \frac{(272{,}39 - 241{,}35)}{(0{,}80)} + 241{,}35 = 280{,}15\ \text{kJ/kg}$$

O estado 2 é determinado pelo valor da entalpia específica h_2 e pela pressão p_2 = 9 bar. Interpolando-se na Tabela A-12, a entropia específica é s_2 = 0,9497 kJ/kg · K.

O estado na saída do compressor, estado 3, encontra-se na região líquida. A entalpia específica é aproximada a partir da Eq. 3.14, juntamente com os dados do líquido saturado a 30°C, como se segue: $h_3 \approx h_f$ = 91,49 kJ/kg. Analogamente, com a Eq. 6.5, $s_3 \approx s_f$ = 0,3396 kJ/kg · K.

A expansão ao longo da válvula é um processo de estrangulamento, logo $h_4 = h_3$. O título e a entropia específica no estado 4 são, respectivamente,

$$x_4 = \frac{h_4 - h_{f4}}{h_{g4} - h_{f4}} = \frac{91{,}49 - 36{,}97}{204{,}39} = 0{,}2667$$

e

$$s_4 = s_{f4} + x_4(s_{g4} - s_{f4})$$
$$= 0{,}1486 + (0{,}2667)(0{,}9253 - 0{,}1486) = 0{,}3557\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$$

(a) A potência do compressor é

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0{,}08\ \text{kg/s})(280{,}15 - 241{,}35)\ \text{kJ/kg}\left|\frac{1\ \text{kW}}{1\ \text{kJ/s}}\right| = 3{,}1\ \text{kW}$$

(b) A capacidade frigorífica é

$$\dot{Q}_{entra} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$
$$= (0{,}08\ \text{kg/s})|60\ \text{s/min}|(241{,}35 - 91{,}49)\ \text{kJ/kg}\left|\frac{1\ \text{TR}}{211\ \text{kJ/min}}\right|$$
$$= 3{,}41\ \text{TR}$$

(c) O coeficiente de desempenho é

$$\beta = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} = \frac{(241{,}35 - 91{,}49)}{(280{,}15 - 241{,}35)} = 3{,}86$$

(d) As taxas de destruição de exergia no compressor e na válvula de expansão podem ser determinadas pela simplificação do balanço de exergia ou por meio da relação $\dot{E}_d = T_0\sigma_{cv}$, em que σ_{cv} é a taxa de produção de entropia obtida através de um balanço de entropia. Com qualquer uma das abordagens, as taxas de destruição de exergia para o compressor e a válvula são, respectivamente,

$$(\dot{E}_d)_c = \dot{m}T_0(s_2 - s_1) \quad \text{e} \quad (\dot{E}_d)_{valv} = \dot{m}T_0(s_4 - s_3)$$

Substituindo valores, obtemos

$$(\dot{E}_d)_c = \left(0{,}08\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)(299\ \text{K})(0{,}9497 - 0{,}9253)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\left|\frac{1\ \text{kW}}{1\ \text{kJ/s}}\right| = 0{,}58\ \text{kW}$$

e

$$(\dot{E}_d)_{valv} = (0{,}08)(299)(0{,}3557 - 0{,}3396) = 0{,}39\ \text{kW}$$

① As irreversibilidades no compressor resultam em um aumento nos requisitos de potência de acionamento comparados à compressão isentrópica do Exemplo 10.2. Conseqüentemente, o coeficiente de desempenho é menor.

② As taxas de destruição de exergia calculadas no item (d) medem os efeitos das irreversibilidades enquanto o refrigerante escoa ao longo do compressor e da válvula. Os percentuais da potência de acionamento (exergia de acionamento) para o compressor que são destruídas no compressor e na válvula são de 18,7 e 12,6%, respectivamente.

Teste-Relâmpago

Qual seria o coeficiente de desempenho se a eficiência do compressor isentrópico fosse de 100%?

Resposta 4,83.

10.3 Propriedades dos Refrigerantes

Desde cerca de 1940 até o início dos anos 1990, a classe mais comum de refrigerantes utilizados nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor era a dos CFCs (clorofluorcarbonos) contendo cloro. O Refrigerante 12 (CCl_2F_2) é um membro dessa classe. Devido à preocupação sobre os efeitos do cloro contido em refrigerantes sobre a camada de ozônio que protege a Terra, foram implementados acordos internacionais para a extinção do uso dos CFCs. Foram desenvolvidas outras classes de refrigerantes contendo várias quantidades de hidrogênio, em vez dos átomos de cloro, e que têm menor potencial de dano ao ozônio atmosférico quando comparados àqueles com maior teor de cloro, como o Refrigerante 12. Uma dessas classes, a dos HFCs, não contém cloro. O Refrigerante 134a (CF_3CH_2F) é o HFC considerado por muitos como um substituto ambientalmente aceitável para o Refrigerante 12, e o Refrigerante 134a o tem substituído em muitas aplicações.

O Refrigerante 22 ($CHClF_2$) pertence à classe chamada HCFCs, que contém algum hidrogênio no lugar dos átomos de cloro. Embora o Refrigerante 22 e outros HCFCs sejam amplamente empregados nos dias de hoje, estão em andamento debates que podem resultar no banimento de seu uso em um futuro próximo. A amônia (NH_3), que foi amplamente empregada nos primórdios do desenvolvimento da refrigeração por compressão de vapor, vem novamente ganhando certo interesse como alternativa aos CFCs, pelo fato de não possuir cloro. A amônia também é importante nos sistemas de refrigeração por absorção, discutidos na Seção 10.5. Hidrocarbonos como o propano (C_3H_8) e o metano (CH_4), e gases, tais como o dióxido de carbono (CO_2), também se encontram em análise para serem usados como refrigerantes.

Dados de propriedades termodinâmicas para a amônia, o propano e os Refrigerantes 22 e 134a foram incluídos nas tabelas do apêndice. Esses dados nos permitem estudar sistemas de refrigeração e de bombas de calor de uso corrente e investigar alguns dos efeitos do uso de outros fluidos de trabalho nos ciclos de refrigeração.

Um diagrama de propriedades termodinâmicas amplamente empregado no campo da refrigeração é o diagrama pressão–entalpia, ou ***diagrama p–h***. A Fig. 10.6 mostra as principais características de tal diagrama de propriedades. Os principais estados dos ciclos de compressão de vapor da Fig. 10.5 encontram-se localizados nesse diagrama p–h. Sugere-se, como exercício, esboçar os ciclos dos Exemplos 10.1, 10.2 e 10.3 em diagramas p–h. Tabelas de propriedades e diagramas p–h para diversos refrigerantes são fornecidos em manuais técnicos que lidam com refrigeração.

diagrama p–h

Fig. 10.6 Principais características de um diagrama pressão–entalpia para um refrigerante típico, com uma superimposição de ciclos de compressão de vapor.

SELEÇÃO DE REFRIGERANTES. As temperaturas do refrigerante no evaporador e no condensador são determinadas, respectivamente, pelas temperaturas das regiões fria e quente com as quais o sistema interage termicamente. Isso, por sua vez, determina as pressões de operação do evaporador e do condensador. Conseqüentemente, a seleção de um refrigerante é baseada em parte na adequabilidade de sua relação entre pressão e temperatura no intervalo de uma certa aplicação. Geralmente é desejável evitar pressões excessivamente baixas no evaporador e pressões excessivamente altas no condensador. Outras considerações para a escolha do refrigerante incluem sua estabilidade química, a toxidez, a corrosividade e o custo. O tipo de compressor também influi na escolha do refrigerante. Compressores centrífugos são mais adequados para baixas pressões no evaporador e refrigerantes com grandes volumes específicos a baixa pressão. Compressores alternativos trabalham melhor em um grande intervalo de pressão e são mais capazes de lidar com refrigerantes de baixo volume específico.

10.4 Sistemas de Compressão de Vapor em Cascata e em Multiestágio

Variações do ciclo básico de compressão de vapor são usadas para aumentar o desempenho ou em aplicações especiais. Duas variações serão apresentadas nesta seção. A primeira é um arranjo do tipo *ciclo combinado*, no qual se obtém refrigeração a uma temperatura relativamente baixa através de uma série de sistemas de compressão de vapor em que cada um deles normalmente utiliza um refrigerante distinto. Na segunda variação, o trabalho de compressão é reduzido através de uma *compressão multiestágio com inter-resfriamento* entre os estágios. Essas variações são análogas às modificações nos ciclos de potência considerados nos Caps. 8 e 9.

10.4.1 Ciclos em Cascata

Arranjos para refrigeração em que se utiliza uma combinação de ciclos são chamados ciclos em *cascata*. Na Fig. 10.7 mostra-se um ciclo em cascata no qual *dois* ciclos de refrigeração por compressão de vapor, chamados A e B, são arranjados em série através de um trocador de calor contracorrente que os une. No trocador de calor intermediário, a energia rejeitada durante a condensação do ciclo de baixa temperatura A é usada para evaporar o refrigerante no ciclo de alta temperatura B. O efeito desejado de refrigeração ocorre no evaporador de baixa temperatura, e a rejeição de calor do ciclo como um todo acontece no condensador de alta temperatura. O coeficiente de desempenho é a razão do efeito de refrigeração pela potência de acionamento *total*

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{W}_{cA} + \dot{W}_{cB}}$$

A vazão mássica dos ciclos A e B normalmente é diferente. No entanto, as vazões mássicas são relacionadas pelos balanços de massa e de energia no trocador de calor contracorrente de conexão que serve como condensador para o ciclo A e evaporador para o ciclo B. Embora a Fig. 10.7 mostre apenas dois ciclos, os ciclos em cascata podem empregar três ou mais ciclos individuais.

Um aspecto importante do sistema em cascata ilustrado na Fig. 10.7 é que os refrigerantes nos dois ou mais estágios podem ser selecionados de modo a apresentarem

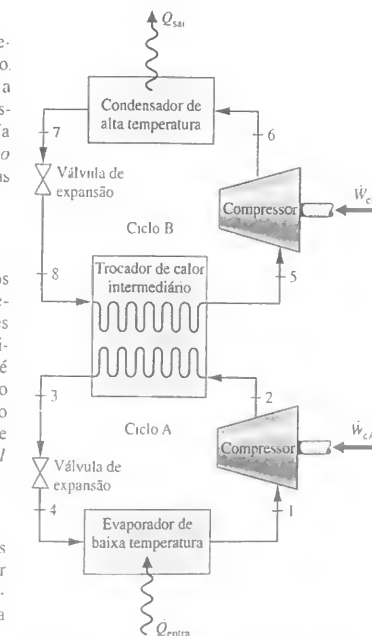



Fig. 10.7 Exemplo de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor em cascata.

pressões razoáveis no evaporador e no condensador nos dois ou mais intervalos de temperatura. Em um sistema de cascata duplo, um refrigerante a ser selecionado para o ciclo A deve ter uma relação tal entre pressão de saturação e temperatura que permita a refrigeração em uma temperatura relativamente baixa sem uma pressão excessivamente baixa no evaporador. O refrigerante para o ciclo B deve ter características de saturação que permitam a condensação à temperatura desejada na ausência de pressões excessivamente altas no condensador.

10.4.2 Compressão Multiestágio com Inter-Resfriamento

As vantagens da compressão multiestágio com inter-resfriamento entre os estágios foram citadas na Seção 9.8, que trata de sistemas de potência a gás. Nesses sistemas, o inter-resfriamento é alcançado por transferência de calor para as vizinhanças que se encontram a uma temperatura inferior. Nos sistemas de refrigeração, em uma grande parte do ciclo a temperatura do refrigerante é inferior àquela das vizinhanças, e assim devem ser empregados outros meios para se atingir o inter-resfriamento e obter simultaneamente uma economia da potência de acionamento necessária para o compressor. Um arranjo para a compressão em dois estágios em que se utiliza o próprio refrigerante para o inter-resfriamento é mostrado na Fig. 10.8. Os principais estados do refrigerante para um ciclo ideal são mostrados no diagrama *T–s* correspondente.

Nesse ciclo, o inter-resfriamento é obtido através de um trocador de calor de contato direto. Vapor saturado a uma temperatura relativamente baixa entra no trocador de calor no estado 9, e aí se mistura com o refrigerante, a uma temperatura mais alta, que sai do primeiro estágio de compressão no estado 2. Uma corrente única misturada sai do trocador de calor a uma temperatura intermediária no estado 3 e é comprimida no compressor de segundo estágio até a pressão do condensador no estado 4. Necessita-se de menos trabalho por unidade de massa que escoa para a compressão de 1 para 2, seguida da compressão de 3 para 4, quando comparada à compressão em um único estágio 1–2–a. Como a temperatura do refrigerante que entra no condensador no estado 4 é mais baixa que aquela obtida por um único estágio de compressão na qual o refrigerante entraria no condensador no estado a, a irreversibilidade externa associada à transferência de calor no condensador também é reduzida.

câmara de separação

Um separador líquido–vapor, chamado ***câmara de separação***, desempenha um papel central no ciclo da Fig. 10.8. O refrigerante que sai do condensador no estado 5 expande-se pela válvula e entra na câmara de separação no estado 6 como uma mistura de duas fases líquido–vapor, apresentando um título *x*. Nessa câmara, os componentes líquido e vapor separam-se em duas correntes. O vapor saturado que sai da câmara de separação entra no trocador de calor no estado 9, e aí o inter-resfriamento é obtido conforme discutimos antes. O líquido saturado que sai da câmara de separação no estado 7 expande-se através de uma segunda válvula no evaporador. Com base em uma unidade de massa que escoa pelo condensador, a fração do vapor formado na câmara de separação é igual ao título *x* do refrigerante no estado 6. Assim, a fração de líquido formado é $(1 - x)$. As frações do escoamento total nos vários pontos são mostradas entre parênteses na Fig. 10.8.

Fig. 10.8 Ciclo de refrigeração em dois estágios e com inter-resfriamento por câmara de separação.

10.5 Refrigeração por Absorção

refrigeração por absorção

Nesta seção serão apresentados os ciclos de ***refrigeração por absorção***. Esses ciclos apresentam algumas características em comum com os ciclos de compressão de vapor considerados anteriormente, mas diferenciam-se em dois detalhes importantes:

- Um deles é a natureza do processo de compressão. Em vez de se comprimir o vapor entre o evaporador e o condensador, o refrigerante de um sistema de absorção é absorvido por uma substância secundária, chamada absorvente, de modo a formar uma *solução líquida*. Essa solução líquida é, em seguida, *bombeada* para uma pressão mais elevada. Como o volume específico médio da solução líquida é muito menor que o volume do vapor do refrigerante, é necessária uma quantidade significativamente menor de trabalho (veja a discussão da Eq. 6.51b na Seção 6.13). Conseqüentemente, os sistemas de refrigeração por absorção têm a vantagem de necessitar de uma menor potência de acionamento em comparação com os sistemas de compressão de vapor.
- A outra principal diferença entre sistemas de absorção e de compressão de vapor é que algum mecanismo deve ser introduzido nos sistemas de absorção para a retirada do vapor de refrigerante da solução líquida antes que o refrigerante entre no condensador. Isso envolve uma transferência de calor de uma fonte que esteja a uma temperatura relativamente alta. O vapor ou o calor rejeitado que seria descarregado para a vizinhança sem qualquer uso é financeiramente atraente para esse propósito. O gás natural ou algum outro combustível pode ser queimado para fornecer a fonte de calor, e existem aplicações práticas da refrigeração por absorção em que se usam recursos energéticos alternativos, como energia solar ou geotérmica.

Os principais componentes de um sistema de refrigeração por absorção encontram-se esquematizados na Fig. 10.9. Nesse caso, a amônia é o refrigerante e a água é o absorvente. A amônia circula pelo condensador, pela válvula de expansão e pelo evaporador como em um sistema de vapor por compressão. No entanto, o compressor é substituído pelo absorvedor, pela bomba e pelo gerador mostrados no lado direito do diagrama.

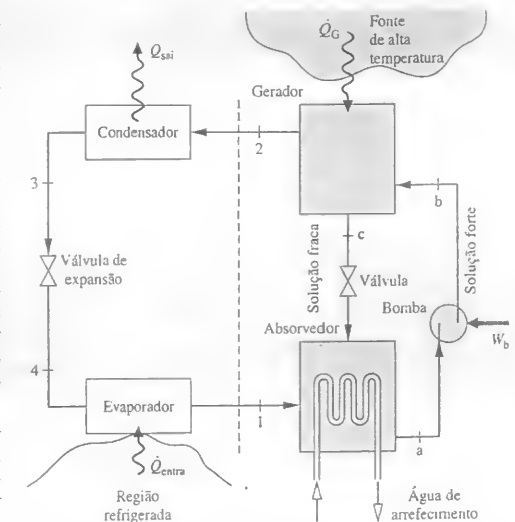



Fig. 10.9 Sistema simples de refrigeração por absorção de amônia–água.

Novos horizontes — Novos Materiais Podem Reavivar o Resfriamento Termoelétrico

Você pode comprar um refrigerador termoelétrico carregado a partir da tomada do acendedor de cigarros do seu carro. A mesma tecnologia é utilizada em aplicações espaciais. Esses simples refrigeradores não possuem partes móveis e não utilizam refrigerantes que agridam a camada de ozônio. Apesar de tais vantagens, o resfriamento termoelétrico só é utilizado em aplicações especializadas, pois seus baixos coeficientes de desempenho não permitem a competição com os sistemas de compressão de vapor. No entanto, os novos materiais e os métodos modernos de produção que envolvem a engenharia em um nível *nanométrico* podem tornar os sistemas termoelétricos mais competitivos, segundo dizem os cientistas de materiais.

A base do resfriamento termoelétrico consiste em dois semicondutores diferentes colocados juntos em circuitos elétricos especialmente projetados. Os materiais eficazes para o resfriamento termoelétrico devem ter baixa condutividade térmica e alta condutividade elétrica, uma rara combinação da natureza. Um laboratório produziu materiais termoelétricos melhores depositando alternativamente 1 até 4 películas nanométricas de diferentes materiais na mesma base. Essa *nanoengenharia* de materiais é promissora para o resfriamento de circuitos eletrônicos e talvez até mesmo para a evolução dos refrigeradores termoelétricos.

Os novos materiais estão preenchendo a lacuna relativa ao desempenho, mas ainda há muito a ser feito antes que os refrigeradores termoelétricos se tornem comuns. Apesar disso, um vasto mercado estará disponível se os pesquisadores tiverem sucesso.

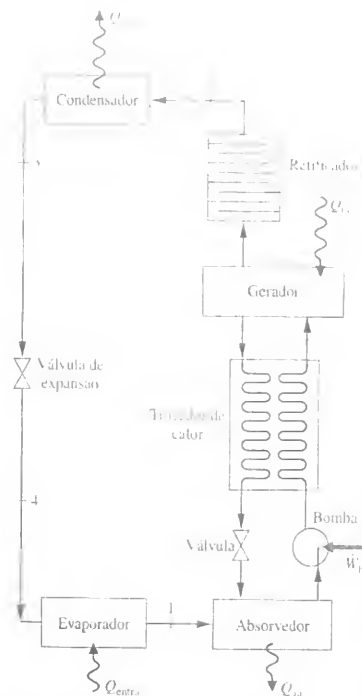



Fig. 10.10 Sistema modificado de absorção amônia–água.

- No absorvedor, o vapor de amônia vindo do evaporador no estado 1 é absorvido pela água líquida. A formação dessa solução líquida é exotérmica. Como a quantidade de amônia que pode ser dissolvida em água aumenta à medida que a temperatura da solução decresce, faz-se com que a água de resfriamento circule pelo absorvedor para remover a energia liberada conforme a amônia se torna uma solução e para manter a temperatura no absorvedor tão baixa quanto possível. A solução forte de amônia e água deixa o absorvedor em um ponto a e entra na *bomba*, onde sua pressão é elevada até a pressão do gerador.
- No *gerador*, uma transferência de calor de uma fonte a uma temperatura alta extrai vapor de amônia da solução (processo endotérmico), deixando uma solução fraca de amônia e água nesse equipamento. O vapor liberado passa ao condensador no estado 2, e a solução fraca em c recircula até o absorvedor através de uma *válvula*. A única potência de acionamento é aquela necessária para a operação da bomba, que é pequena quando comparada à potência que seria necessária para a compressão de vapor do refrigerante entre os mesmos níveis de pressão. No entanto, os custos associados à fonte de calor e aos outros equipamentos que não são necessários em sistemas de compressão de vapor podem anular a vantagem de uma potência de acionamento menor.

Sistemas de amônia–água normalmente empregam várias modificações do ciclo simples de absorção aqui descrito. Duas modificações comuns encontram-se ilustradas na Fig. 10.10. Nesse ciclo, inclui-se um trocador de calor entre o gerador e o absorvedor que permite que a solução forte de água e amônia que entra no gerador seja preaquecida pela solução fraca que retorna do gerador ao absorvedor, reduzindo assim a transferência de calor ao gerador, $\dot{Q}_G$. A outra modificação mostrada na figura é o *retificador* colocado entre o gerador e o condensador. A função do retificador é remover qualquer traço de água do refrigerante antes que este entre no condensador. Isso elimina a possibilidade de formação de gelo na válvula de expansão e no evaporador.

Outro tipo de sistema de absorção usa *brometo de lítio* como absorvente e *água* como refrigerante. O princípio básico da operação é o mesmo dos sistemas amônia–água. Para se obter a refrigeração a temperaturas inferiores àquelas possíveis com o uso de água como refrigerante, pode-se combinar um sistema de absorção de brometo de lítio–água com um outro ciclo que usa um refrigerante com boas características de baixa temperatura, como a amônia, formando um sistema de refrigeração em cascata.

10.6 Sistemas de Bombas de Calor

O objetivo de uma bomba de calor é manter a temperatura no interior de uma residência ou qualquer outra edificação acima da temperatura da vizinhança ou promover uma transferência de calor para certos processos industriais que acontecem a temperaturas elevadas. Os sistemas de bombas de calor apresentam muitas características em comum com os sistemas de refrigeração considerados até aqui, e podem ser do tipo compressão de vapor ou do tipo absorção. Bombas de calor por compressão de vapor são bem adequadas para aplicações de aquecimento de interiores, sendo comumente utilizadas para esse propósito. Bombas de calor por absorção têm sido desenvolvidas para aplicações industriais, e também são cada vez mais utilizadas em aquecimento de interiores. No intuito de apresentar alguns aspectos da operação de bombas de calor, vamos iniciar por considerar o ciclo de bomba de calor de Carnot.

Ciclo de Bomba de Calor de Carnot

Pode-se considerar o ciclo mostrado na Fig. 10.1 como o de uma *bomba de calor* fazendo-se uma simples mudança de ponto de vista. No entanto, o objetivo desse ciclo é fornecer a transferência de calor $\dot{Q}_{sai}$ para a região quente, que é o espaço a ser aquecido. No regime permanente, a taxa à qual a energia é fornecida à região quente por transferência de calor é a soma da energia fornecida ao fluido de trabalho pela região fria, $\dot{Q}_{entra}$, com a potência de acionamento fornecida ao ciclo $\dot{W}_{ciclo}$. Ou seja,

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{Q}_{entra} + \dot{W}_{ciclo} \qquad (10.8)$$

O *coeficiente de desempenho* de *qualquer* ciclo de bomba de calor é definido como a razão entre o efeito de aquecimento e a potência de acionamento líquida necessária para se alcançar esse efeito. Para o ciclo de bomba de calor de Carnot da Fig. 10.1

$$\gamma_{máx} = \frac{\dot{Q}_{sai}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m} - \dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{\text{área } 2\text{-}a\text{-}b\text{-}3\text{-}2}{\text{área } 1\text{-}2\text{-}3\text{-}4\text{-}1}$$

que se reduz a

$$\gamma_{máx} = \frac{T_H (s_a - s_b)}{(T_H - T_C)(s_a - s_b)} = \frac{T_H}{T_H - T_C} \qquad (10.9)$$

Esta equação, que corresponde à Eq. 5.10, representa o coeficiente de desempenho teórico máximo para qualquer operação cíclica de bomba de calor entre duas regiões a temperaturas T_C e T_H. Sistemas de bombas de calor reais têm coeficientes de desempenho inferiores àqueles que seriam calculados pela Eq. 10.9.

Um estudo da Eq. 10.9 mostra que à medida que a temperatura T_C da região fria decresce, o coeficiente de desempenho da bomba de calor de Carnot decresce. Essa tendência também é verificada por sistemas de bombas de calor reais, e explica por quê bombas de calor nas quais o papel da região fria é desempenhado pela atmosfera local (bombas de calor com fonte de ar) normalmente necessitam de sistemas de apoio para fornecer aquecimento em dias em que a temperatura ambiente é muito baixa. Se forem utilizadas fontes como água de poço ou o próprio solo, podem ser obtidos coeficientes de desempenho relativamente altos, a despeito de uma baixa temperatura do ar ambiente, e sistemas de apoio podem não ser necessários.

Bombas de Calor por Compressão de Vapor

Sistemas de bombas de calor reais desviam-se significativamente do modelo do ciclo de Carnot. A maioria dos sistemas utilizados atualmente é do tipo compressão de vapor. O método de análise de *bombas de calor por compressão de vapor* é o mesmo dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor considerados anteriormente. Além disso, as discussões anteriores sobre o desvio de sistemas reais em relação às condições ideais aplicam-se tanto a bombas de calor por compressão de vapor quanto a ciclos de refrigeração por compressão de vapor.

Conforme ilustra a Fig. 10.11, uma ***bomba de calor por compressão de vapor*** típica para aquecimento de ambientes tem os mesmos componentes básicos do sistema de refrigeração por compressão de vapor: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. No entanto, o objetivo do sistema é diferente. Em um sistema de bomba de calor, $\dot{Q}_{entra}$ vem da vizinhança e $\dot{Q}_{sai}$ é dirigido para a residência conforme o efeito desejado. Uma potência de acionamento líquida é necessária para se atingir esse efeito.

bomba de calor por compressão de vapor

O coeficiente de desempenho de uma bomba de calor por compressão de vapor simples, de acordo com os estados designados na Fig. 10.11, é

$$\gamma = \frac{\dot{Q}_{sai}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \qquad (10.10)$$

O valor de γ jamais poderá ser inferior à unidade.

Muitas fontes possíveis encontram-se disponíveis para a transferência de calor para o refrigerante que passa pelo evaporador. Isso inclui o ar exterior, o solo e a água de lagos, rios ou poços. Um líquido estocado em um tanque isolado e que antes tenha passado por um coletor solar também pode ser usado como fonte para uma bomba de calor. Bombas de calor industriais empregam calor rejeitado ou correntes quentes de líquidos ou gases como fonte de baixa temperatura, e são capazes de atingir temperaturas no condensador relativamente altas.

Fig. 10.11 Sistema de bomba de calor por compressão de vapor tendo o ar como fonte.

bomba de calor tendo o ar como fonte

No tipo mais comum de bomba de calor por compressão de vapor para aquecimento de ambientes, o evaporador comunica-se termicamente com o ar exterior. Essas ***bombas de calor com o ar como fonte*** também podem ser utilizadas para promover resfriamento no verão com o uso de uma válvula de reversão, conforme ilustra a Fig. 10.12. As linhas cheias mostram o percurso do escoamento do refrigerante no modo de aquecimento, conforme descrito anteriormente. Atua-se na válvula de modo a usar os mesmos componentes de um condicionador de ar, e o refrigerante escoa pelo percurso indicado pelas linhas tracejadas. No modo de resfriamento, o trocador de calor exterior torna-se o condensador, e o trocador de calor interno torna-se o evaporador. Embora bombas de calor sejam mais caras para instalação e operação do que outros sistemas de aquecimento diretos, elas podem se tornar competitivas quando se considera o potencial para um uso dual.

Fig. 10.12 Exemplo de uma bomba de calor ar–ar reversível.

10.7 Sistemas de Refrigeração a Gás

Todos os sistemas até aqui considerados envolvem mudanças de fase. Consideraremos agora os ***sistemas de refrigeração a gás*** nos quais o fluido de trabalho permanece sempre um gás. Os sistemas de refrigeração a gás apresentam uma gama de aplicações importantes. Eles são utilizados para se atingir temperaturas extremamente baixas para a liquefação de ar e outros gases e para outras aplicações especializadas, como o resfriamento de cabinas aeronáuticas. O ciclo de refrigeração Brayton ilustra um tipo importante de sistemas de refrigeração a gás.

Ciclo de Refrigeração Brayton

sistemas de refrigeração a gás

ciclo de refrigeração Brayton

O ***ciclo de refrigeração Brayton*** é o reverso do ciclo fechado de potência Brayton apresentado na Seção 9.6. Um esquema do ciclo Brayton reverso é apresentado na Fig. 10.13*a*. O gás refrigerante, que pode ser o ar, entra no compressor no estado 1, em que a temperatura é um pouco inferior à temperatura da região fria, T_C, e é comprimido ao estado 2. Em seguida, o gás é resfriado ao estado 3, onde sua temperatura se aproxima daquela da região quente, T_H. Depois disso, o gás se expande ao estado 4, onde a temperatura, T_4, é bem inferior à da região fria. A refrigeração é obtida através da transferência de calor da região fria para o gás conforme este passa do estado 4 ao estado 1, completando o ciclo. O diagrama *T–s* na Fig. 10.3*b* mostra um ciclo *ideal* de refrigeração Brayton, indicado por 1–2s–3–4s–1, no qual se supõe que todos os processos são internamente reversíveis e os processos na turbina e no compressor são adiabáticos. Também é mostrado o ciclo 1–2–3–4–1, que sugere os efeitos de irreversibilidades durante a compressão e expansão adiabáticas. Desprezam-se os efeitos de queda de pressão por atrito.

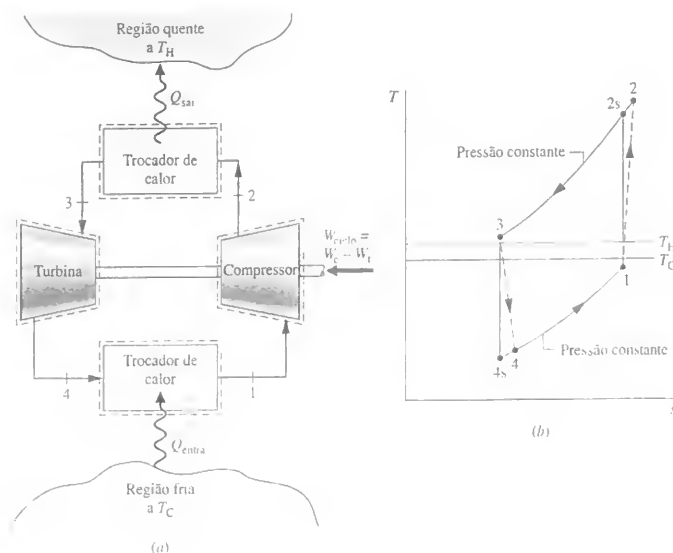



Fig. 10.13 Ciclo de refrigeração Brayton.

ANÁLISE DO CICLO. O método de análise do ciclo de refrigeração Brayton é análogo àquele do ciclo de potência Brayton. Assim, em regime permanente o trabalho do compressor e o da turbina por unidade de massa são, respectivamente,

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad \text{e} \quad \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4$$

Ao se obterem essas expressões, foram desprezados os efeitos de transferência de calor com a vizinhança, bem como as variações de energia cinética e potencial. Em contraste com o ciclo de compressão de vapor da Fig. 10.2, o trabalho desenvolvido pela turbina em um ciclo de refrigeração Brayton é relevante quando comparado com o trabalho solicitado pelo compressor.

A transferência de calor da região fria para o gás refrigerante que circula no trocador de calor de baixa pressão, o efeito de refrigeração, é

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

O coeficiente de desempenho é a razão entre o efeito de refrigeração e o trabalho de acionamento líquido:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m} - \dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)} \tag{10.11}$$

No próximo exemplo, ilustraremos a análise de um ciclo ideal de refrigeração Brayton.

Exemplo 10.4 CICLO IDEAL DE REFRIGERAÇÃO BRAYTON

Ar a 1 atm, 480°R (−6,5°C) e com uma vazão volumétrica de 50 ft³/s (1,4 m³/s) é admitido no compressor de um ciclo ideal de refrigeração Brayton. Se a razão de pressão do compressor for igual a 3 e se a temperatura na entrada da turbina for 540°R (26,8°C), determine **(a)** a potência de acionamento *líquida* em Btu/min, **(b)** a capacidade frigorífica em Btu/min, **(c)** o coeficiente de desempenho.

Solução

Dado: Um ciclo ideal de refrigeração Brayton opera com ar. São fornecidas as condições na entrada do compressor, a temperatura na entrada da turbina e a razão de pressão do compressor.

Pede-se: Determine a potência de acionamento *líquida* em Btu/min, a capacidade frigorífica em Btu/min e o coeficiente de desempenho.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

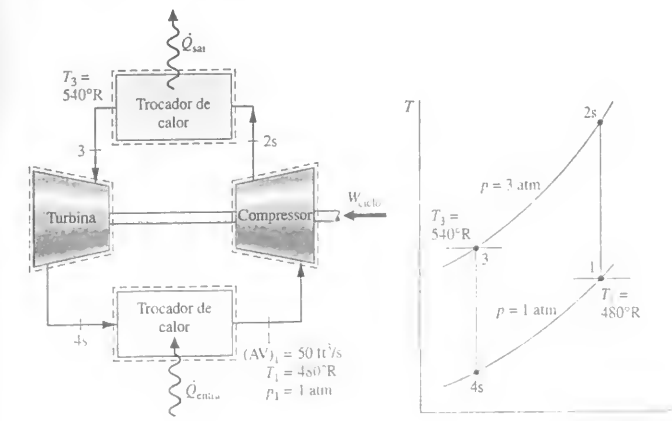



Fig. E10.4

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente no ciclo é analisado como um volume de controle em regime permanente. Os volumes de controle são indicados no esboço por linhas tracejadas.
2. Os processos na turbina e no compressor são isentrópicos.
3. Não existem quedas de pressão nos trocadores de calor.
4. Os efeitos da energia cinética e potencial são desprezíveis.
5. O fluido de trabalho é o ar modelado como um gás ideal.

Análise: A análise se inicia pela determinação da entalpia específica em cada estado numerado do ciclo. No estado 1, a temperatura é 480°R. Pela Tabela A-22E, $h_1 = 114{,}69$ Btu/min, $p_{r1} = 0{,}9182$. Já que o processo no compressor é isentrópico, pode-se determinar h_{2s} avaliando-se primeiramente p_r no estado 2s. Assim,

$$p_{r2} = \frac{p_2}{p_1} p_{r1} = (3)(0{,}9182) = 2{,}755$$

Em seguida, interpolando-se na Tabela A-22E, tem-se $h_{2s} = 157{,}1$ Btu/lb.

A temperatura no estado 3 é dada por $T_3 = 540°R$. Pela Tabela A-22E, $h_3 = 129{,}06$ Btu/lb, $p_{r3} = 1{,}3860$. A entalpia específica no estado 4s é determinada a partir da relação isentrópica

$$p_{r4} = p_{r3}\frac{p_4}{p_3} = (1{,}3860)(1/3) = 0{,}462$$

Interpolando na Tabela A-22E, obtemos $h_{4s} = 94{,}1$ Btu/lb.

(a) A potência líquida de acionamento é

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{m}[(h_{2s} - h_1) - (h_3 - h_{4s})]$$

Esse cálculo necessita da vazão mássica $\dot{m}$, que pode ser determinada pela vazão volumétrica e pelo volume específico na entrada do compressor:

$$\dot{m} = \frac{(AV)_1}{v_1}$$

Já que $v_1 = (\bar{R}/M)T_1/p_1$

$$\dot{m} = \frac{(AV)_1 p_1}{(\bar{R}/M)T_1}$$

$$= \frac{(50\ \text{ft}^3/\text{s})|60\ \text{s/min}|(14{,}7\ \text{lbf/in}^2)|144\ \text{in}^2/\text{ft}^2|}{\left(\dfrac{1545\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}{28{,}97\ \text{lb}\cdot°\text{R}}\right)(480°\text{R})}$$

$$= 248\ \text{lb/min}$$

Finalmente,

$$\dot{W}_{ciclo} = (248\ \text{lb/min})[(157{,}1 - 114{,}69) - (129{,}06 - 94{,}1)]\ \text{Btu/lb}$$
$$= 1848\ \text{Btu/min}$$

(b) A capacidade frigorífica é

$$\dot{Q}_{entra} = \dot{m}(h_1 - h_{4s})$$
$$= (248\ \text{lb/min})(114{,}69 - 94{,}1)\ \text{Btu/lb}$$
$$= 5106\ \text{Btu/min}$$

(c) O coeficiente de desempenho é

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{W}_{ciclo}} = \frac{5106}{1848} = 2{,}76$$

As irreversibilidades no compressor e na turbina causam um decréscimo do coeficiente de desempenho apreciável, quando comparado ao seu correspondente no ciclo ideal, porque o trabalho de acionamento do compressor aumenta e o trabalho disponível na turbina diminui. Isso é mostrado no exemplo a seguir.

Determine a capacidade frigorífica em TR.

Resposta 25,53 TR

Exemplo 10.5 CICLO DE REFRIGERAÇÃO BRAYTON COM IRREVERSIBILIDADES

Reconsidere o Exemplo 10.4, mas inclua na análise o fato de que o compressor e a turbina têm uma eficiência de 80%. Para esse ciclo modificado, determine **(a)** a potência de acionamento *líquida* em Btu/min, **(b)** a capacidade frigorífica em Btu/min, **(c)** o coeficiente de desempenho, e interprete seu valor.

Solução

Dado: Um ciclo ideal de refrigeração Brayton opera com ar. São fornecidas as condições na entrada do compressor, a temperatura na entrada da turbina e a razão de pressão do compressor. O compressor e a turbina têm uma eficiência de 80%.

Pede-se: Determine a potência de acionamento *líquida* e a capacidade frigorífica, ambas em Btu/min. Além disso, determine o coeficiente de desempenho e interprete seu valor.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

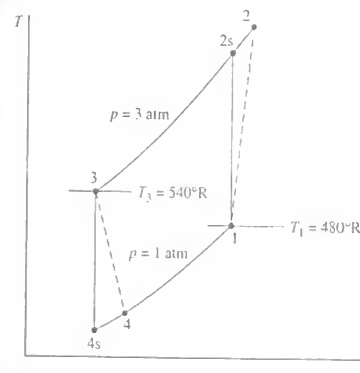



Fig. E10.5

Modelo de Engenharia:

1. Cada componente no ciclo é analisado como um volume de controle em regime permanente.
2. A turbina e o compressor são adiabáticos.
3. Não existem quedas de pressão nos trocadores de calor.
4. Os efeitos da energia cinética e potencial são desprezíveis.
5. O fluido de trabalho é o ar modelado como um gás ideal.

Análise:

(a) A potência de acionamento do compressor é avaliada a partir da eficiência isentrópica do compressor, η_c. Ou seja,

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{\eta_c}$$

Para uma compressão isentrópica, o valor do trabalho por unidade de massa, $(\dot{W}_c/\dot{m})_s$, é determinado pelos dados da solução do Exemplo 10.4 em 42,41 Btu/lb. Então, a potência real necessária é

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m}(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{\eta_c} = \frac{(248\ \text{lb/min})(42{,}41\ \text{Btu/lb})}{(0{,}8)}$$
$$= 13.147\ \text{Btu/min}$$

A potência disponível da turbina é determinada de maneira análoga, a partir de sua eficiência isentrópica, η_t. Assim, $\dot{W}_t/\dot{m} = \eta_t(\dot{W}_t/\dot{m})_s$. Usando dados da solução do Exemplo 10.4 temos $(\dot{W}_t/\dot{m})_s = 34{,}96$ Btu/lb. Então, o trabalho real da turbina é

$$\dot{W}_t = \dot{m}\eta_t(\dot{W}_t/\dot{m})_s = (248\ \text{lb/min})(0{,}8)(34{,}96\ \text{Btu/lb})$$
$$= 6936\ \text{Btu/min}$$

A potência *líquida* de acionamento do ciclo é

$$\dot{W}_{ciclo} = 13.147 - 6936 = 6211\ \text{Btu/min}$$

(b) A entalpia específica na saída da turbina, h_4, é necessária para a avaliação da capacidade frigorífica. Essa entalpia pode ser determinada pela solução de $\dot{W}_t = \dot{m}(h_3 - h_4)$ para se obter $h_4 = h_3 - \dot{W}_t/\dot{m}$. Inserindo os valores conhecidos, temos

$$h_4 = 129{,}06 - \left(\frac{6936}{248}\right) = 101{,}1\ \text{Btu/lb}$$

Assim, a capacidade frigorífica é

$$\dot{Q}_{entra} = \dot{m}(h_1 - h_4) = (248)(114{,}69 - 101{,}1) = 3370\ \text{Btu/min}$$

(c) O coeficiente de desempenho é

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{W}_{ciclo}} = \frac{3370}{6211} = 0{,}543$$

O valor do coeficiente de desempenho nesse caso é menor que a unidade. Isso significa que o efeito de refrigeração é menor que o trabalho líquido necessário para se alcançar esse efeito. Além disso, note que as irreversibilidades no compressor e na turbina apresentam um efeito significativo no desempenho de sistemas de refrigeração a gás. Isso pode ser verificado pela comparação dos resultados deste exemplo com os do Exemplo 10.4. As irreversibilidades acarretam um aumento no trabalho de compressão e uma redução no trabalho disponível da turbina. A capacidade frigorífica também é diminuída. O efeito geral é que o coeficiente de desempenho decresce significativamente.

Teste-Relâmpago

Determine o coeficiente de desempenho para um ciclo de refrigeração de Carnot que opere entre os reservatórios a 480°R e 540°R.

Resposta 8.

Outras Aplicações de Refrigeração a Gás

Para se obterem capacidades frigoríficas moderadas com o ciclo de refrigeração Brayton são necessários equipamentos capazes de desenvolver pressões e vazões volumétricas relativamente altas. Para a maioria das aplicações que envolvem condicionamento de ar e para processos comuns de refrigeração, os sistemas de compressão de vapor podem ser construídos de forma mais econômica do que os sistemas de refrigeração a gás, além de poderem operar com coeficientes de desempenho mais elevados. Entretanto, com modificações apropriadas os sistemas de refrigeração a gás podem ser utilizados para a obtenção de temperaturas em torno de −150°C (−240°F), que são temperaturas bem inferiores àquelas normalmente obtidas com sistemas a vapor.

A Fig. 10.14 mostra o esquema e o diagrama *T–s* de um ciclo Brayton ideal modificado pela introdução de um trocador de calor regenerativo. O trocador de calor permite que o ar que entra na turbina no estado 3 seja resfriado a uma temperatura *mais baixa* que a temperatura da região quente T_H. Na expansão posterior pela turbina, o ar alcança uma temperatura no estado 4 bem mais baixa que aquela que seria possível sem o trocador de calor regenerativo. Conseqüentemente, o efeito de refrigeração, obtido do estado 4 ao estado b, ocorre a uma temperatura média mais baixa correspondente.

Um exemplo da aplicação de refrigeração a gás para o resfriamento de uma cabina de avião é apresentado na Fig. 10.15. Conforme mostra a figura, uma pequena quantidade de ar a alta pressão é extraída do compressor principal do motor a jato e resfriada por transferência de calor para o ambiente. O ar a alta pressão é, em seguida, expandido em uma turbina auxiliar para a pressão mantida na cabina. A temperatura do ar é reduzida na expansão, tornando-se capaz de realizar sua tarefa de resfriamento da cabina. Como um benefício adicional, a expansão na turbina pode fornecer uma certa potência auxiliar para as necessidades da aeronave. Tamanho e peso são considerações importantes na seleção de equipamentos para uso em aeronaves. Sistemas de ciclo aberto, como os do exemplo aqui mostrado, utilizam turbinas e compressores rotativos *compactos* de alta velocidade. Além disso, já que o ar para resfriamento vem diretamente das vizinhanças, existem menos trocadores de calor

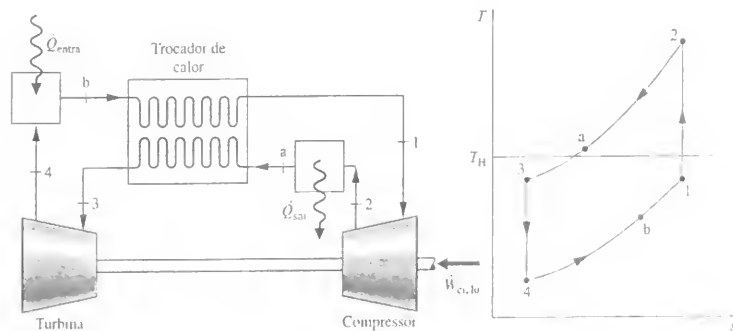



Fig. 10.14 Ciclo de refrigeração Brayton com um trocador de calor regenerativo.

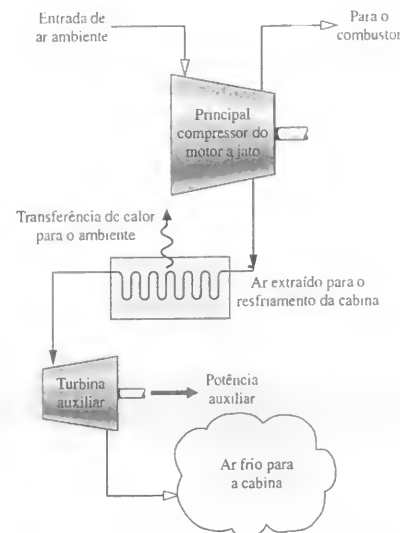



Fig. 10.15 Aplicação de refrigeração a gás para resfriamento de cabinas de avião.

Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo foram considerados sistema de refrigeração e bombas de calor, incluindo sistemas a vapor em que o refrigerante é alternadamente vaporizado e condensado, e sistemas a gás em que o refrigerante mantém-se como gás. Os três principais tipos de sistemas de refrigeração e de bomba de calor discutidos são o ciclo de compressão de vapor, o ciclo de absorção e o ciclo Brayton reverso.

O desempenho de sistemas de refrigeração por compressão de vapor simples é descrito em termos do ciclo de compressão de vapor. Para esse ciclo, avaliamos o trabalho e as transferências de calor principais juntamente com dois importantes parâmetros de desempenho: o coeficiente de desempenho e a capacidade frigorífica. Consideramos o efeito no desempenho de irreversibilidades durante o processo de compressão e na expansão pela válvula, e também o efeito de troca de calor irreversível entre o refrigerante e as regiões quente e fria. Também foram consideradas variações do ciclo básico de compressão de vapor, incluindo ciclos em cascata e compressão multiestágio com inter-resfriamento.

Através de uma discussão qualitativa, foram apresentadas as propriedades de refrigerantes e as considerações para sua seleção. Sistemas de refrigeração por absorção e bombas de calor também foram discutidos qualitativamente. Oferecemos uma discussão sobre sistemas de bombas de calor por compressão de vapor e concluímos o capítulo com um estudo de sistemas de refrigeração a gás.

Os itens a seguir fornecem um guia de estudo para este capítulo. Ao término do estudo do texto e dos exercícios dispostos no final do capítulo, você estará apto a

- ✓ descrever o significado dos termos dispostos em negrito ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O conjunto de conceitos fundamentais listados mais adiante é particularmente importante para o entendimento dos capítulos subseqüentes.
- ✓ esboçar os diagramas *T–s* de ciclos de refrigeração por compressão de vapor, de ciclos de bombas de calor e de ciclos de refrigeração Brayton, mostrando corretamente a relação entre a temperatura do refrigerante e as temperaturas das regiões quente e fria.
- ✓ aplicar a primeira e a segunda leis, juntamente com dados de propriedades para a determinação do desempenho de ciclos de refrigeração por compressão de vapor, de ciclos de bombas de calor e de ciclos de refrigeração Brayton, incluindo a avaliação da potência necessária, o coeficiente de desempenho e a capacidade frigorífica.
- ✓ esboçar diagramas esquemáticos de modificações do ciclo por compressão de vapor, incluindo ciclos em cascata e compressão multiestágio com inter-resfriamento entre os estágios. Em cada caso você deve estar apto a aplicar balanços de massa e de energia, a segunda lei e dados de propriedades para a determinação do desempenho.
- ✓ explicar a operação de sistemas de refrigeração por absorção

Conceitos Fundamentais na Engenharia

Conceitos fundamentais na engenharia
refrigeração por compressão de vapor
capacidade frigorífica
tonelada de refrigeração
refrigeração por absorção
bomba de calor por compressão de vapor
ciclo de refrigeração Brayton

Equações Principais

Equação	Nº	Descrição
$\beta_{max} = \dfrac{T_C}{T_H - T_C}$	(10.1)	Coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração de Carnot (Fig. 10.1)
$\beta = \dfrac{\dot{Q}_{ent}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \dfrac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$	(10.7)	Coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor (Fig. 10.3)
$\gamma_{max} = \dfrac{T_H}{T_H - T_C}$	(10.9)	Coeficiente de desempenho do ciclo de bomba de calor de Carnot (Fig. 10.1)
$\gamma = \dfrac{\dot{Q}_{sai}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \dfrac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$	(10.10)	Coeficiente de desempenho do ciclo de bomba de calor por compressão de vapor (Fig. 10.11)
$\beta = \dfrac{\dot{Q}_{ent}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m} - \dot{W}_t/\dot{m}} = \dfrac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)}$	(10.11)	Coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração Brayton (Fig. 10.13)

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Quais são as temperaturas no interior do compartimento de alimentos e do congelador de sua geladeira? Você sabe quais são os valores *recomendados* para essas temperaturas?

2. Você possui um refrigerador em sua garagem. O desempenho do aparelho no verão é diferente do desempenho no inverno? Explique.

3. Faz sentido dizer que um ar-condicionado em um quarto refrigera o quarto?

4. Se são necessários 144 Btu (151,9 kJ) para congelar 1 lb (0,4 kg) de água, quanto uma máquina de fazer gelo com uma capacidade frigorífica de 1 tonelada de refrigeração consegue produzir em 24 horas?

5. Joana instala um desumidificador para secar as paredes de um quarto pequeno fechado localizado no porão. Quando ela entra no quarto mais tarde, este parece aquecido. Por quê?

6. Por que a unidade interna de um sistema de ar-condicionado central tem uma mangueira como dreno?

7. Você recarrega o refrigerante do ar-condicionado de seu carro de tempos em tempos; no entanto, raramente ou quase nunca, você faz o mesmo na sua geladeira. Por quê?

8. A água seria um fluido de trabalho adequado para ser utilizado em uma geladeira?

9. Seu novo ar-condicionado traz uma etiqueta que indica para o parâmetro *EER* o valor de 10 Btu/h por watt. O que isso significa?

10. Você recomendaria o uso de uma bomba de calor residencial em Duluth, Minnesota? E em San Diego, Califórnia?

11. Qual dessas linhas possui o maior diâmetro: a do tubo de alimentação do compressor de um refrigerador, chamada *linha de sucção*, ou a linha de descarga do compressor? Explique.

12. É possível que o coeficiente de desempenho de uma bomba de calor tenha um valor menor do que 1?

13. Você observa uma propaganda sobre um sistema de refrigeração por absorção acionado por gás natural. Como a *queima* de gás natural pode ter um papel para a obtenção de *resfriamento*?

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Sistemas de Refrigeração a Vapor

10.1 Um ciclo de refrigeração de Carnot que opera em regime permanente utiliza o Refrigerante 22 como fluido de trabalho. O refrigerante entra no condensador como vapor saturado a 32°C e sai como líquido saturado. O evaporador opera a 0°C. Qual é o coeficiente de desempenho desse ciclo? Determine, em kJ por grama de refrigerante,

(a) a potência de acionamento do compressor.
(b) o trabalho desenvolvido pela turbina.
(c) o calor transferido ao refrigerante que escoa pelo evaporador.

10.2 O Refrigerante 22 é o fluido de trabalho de um ciclo de refrigeração a vapor de Carnot para o qual a temperatura do evaporador é −30°C. Vapor saturado entra no condensador a 36°C e líquido saturado sai à mesma temperatura. A vazão mássica do refrigerante é 10 kg/min. Determine

(a) a taxa de transferência de calor para o refrigerante que escoa pelo evaporador, em kW.
(b) a potência líquida de acionamento do ciclo, em kW.
(c) o coeficiente de desempenho.
(d) a capacidade frigorífica, em TR.

10.3 Um ciclo de refrigeração a vapor de Carnot opera entre reservatórios térmicos a 40°F (4,4°C) e 90°F (32,2°C). Determine as pressões de operação no condensador e no evaporador, em lbf/in², e o coeficiente de desempenho para os seguintes fluidos de trabalho: (a) Refrigerante 134a, (b) propano, (c) água, (d) Refrigerante 22 e (e) amônia.

10.4 Um ciclo de refrigeração a vapor de Carnot é utilizado para manter uma região fria a 40°F (4,4°C) quando a temperatura ambiente é de 90°F (32,2°C). O Refrigerante 134a entra no condensador como vapor saturado a 140 lbf/in² (965,3 kPa) e sai como líquido saturado à mesma pressão. A pressão do evaporador é 40 lbf/in² (275,8 kPa). A vazão mássica do refrigerante é 6,2 lb/min (0,05 kg/s). Calcule

(a) a potência do compressor e da turbina, ambas em Btu/min.
(b) o coeficiente de desempenho.

10.5 Para o ciclo do Problema 10.4, determine

(a) [illegible]
(b) [illegible] em Btu/min [illegible] Considere T_0 = 90°F (32,2°C).

10.6 Um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal opera em regime permanente usando Refrigerante 134a como fluido de trabalho. Vapor saturado entra no compressor a 2 bar (2×10^5 Pa) e líquido saturado deixa o condensador a 8 bar (8×10^5 Pa). A vazão mássica do refrigerante é 7 kg/min. Determine

(a) a potência do compressor, em kW.
(b) a capacidade frigorífica, em TR.
(c) o coeficiente de desempenho.

10.7 Esboce graficamente as quantidades calculadas no Problema 10.6 *versus* a temperatura no evaporador para o intervalo de pressões do evaporador de 0,6 a 4 bar ($0,6 \times 10^5$ a 4×10^5 Pa), enquanto a pressão no condensador permanece fixa em 8 bar (8×10^5 Pa).

10.8 Refrigerante 134a é utilizado como fluido de trabalho em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal que opera em regime permanente. O refrigerante entra no compressor a 1,4 bar ($1,4 \times 10^5$ Pa), −12°C, e a pressão no condensador é de 9 bar (9×10^5 Pa). O líquido que sai do condensador está a 32°C. A vazão mássica de refrigerante é de 7 kg/min. Determine

(a) a potência do compressor, em kW.
(b) a capacidade frigorífica, em TR.
(c) o coeficiente de desempenho.

10.9 Um sistema de refrigeração por compressão de vapor ideal opera em regime permanente com Refrigerante 134a como fluido de trabalho. Vapor superaquecido entra no compressor a 10 lbf/in² (68,9 kPa), 0°F (−17,8°C), e líquido saturado sai do condensador a 180 lbf/in² (1241,1 kPa). A capacidade frigorífica é 8 TR (28,1 kW). Determine

(a) a potência do compressor, em HP.
(b) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho que escoa pelo condensador, em Btu/min.
(c) o coeficiente de desempenho.

10.10 Refrigerante 22 entra no compressor de um sistema de refrigeração por compressão de vapor ideal como vapor saturado a −40°C e com uma vazão volumétrica de 15 m³/min. O refrigerante deixa o condensador a 32°C e 9 bar (9×10^5 Pa). Determine

(a) a potência do compressor, em kW.
(b) a capacidade frigorífica, em TR.
(c) o coeficiente de desempenho.

10.11 Um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal que usa amônia como fluido de trabalho tem uma temperatura de −20°C no evaporador e uma pressão de 12 bar (12×10^5 Pa) no condensador. Vapor saturado entra no compressor e líquido saturado sai pelo condensador. A vazão mássica do refrigerante é 3 kg/min. Determine

(a) o coeficiente de desempenho.
(b) a capacidade frigorífica, em TR.

10.12 Refrigerante 134a entra no compressor de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal como vapor saturado a −10°F (−23,3°C). A pressão no condensador é 160 lbf/in² (1103,2 kPa). A vazão mássica do refrigerante é 6 lb/min (0,04 kg/s). Esboce graficamente o coeficiente de desempenho e a capacidade frigorífica em TR *versus* a temperatura de saída no condensador, que varia desde a temperatura de saturação a 160 lbf/in² até 90°F (32,2°C).

10.13 Para inferir o efeito da variação de temperatura no evaporador sobre o desempenho de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal, esboce graficamente o coeficiente de desempenho e a capacidade frigorífica em TR para o ciclo do Problema 10.11, considerando que o vapor saturado entra no compressor a uma certa temperatura no intervalo entre −40 e [illegible]°C. Todas as outras condições são as mesmas do Problema 10.11.

10.14 Para inferir o efeito da variação de pressão no condensador sobre o desempenho de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal, esboce graficamente o coeficiente de desempenho e a capacidade frigorífica em TR para o ciclo do Problema 10.11, considerando que a pressão no condensador varia no intervalo de 8 a 16 bar (8×10^5 a 16×10^5 Pa). Todas as outras condições são as mesmas do Problema 10.11.

10.15 [illegible] Refrigerante 134a [illegible] Vapor saturado entra no compressor [illegible] Pa) [illegible] líquido saturado sai do condensador [illegible] Pa). A eficiência isentrópica do compressor é de 80%. A vazão mássica do refrigerante é 7 kg/min. Determine

(a) a potência de acionamento do compressor, em kW.
(b) a capacidade frigorífica, em TR.
(c) o coeficiente de desempenho.

10.16 Modifique o ciclo do Problema 10.9, para que o compressor tenha uma eficiência isentrópica de 83%, e considere que a temperatura do líquido na saída do condensador é de 100°F (37,8°C). Para esse ciclo modificado, determine

(a) a potência de acionamento do compressor, em HP.
(b) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho que escoa no condensador, em Btu/min.
(c) o coeficiente de desempenho.
(d) as taxas de destruição de exergia no compressor e na válvula de expansão, ambas em Btu/min, para T_0 = 90°F (32,2°C).

10.17 Um sistema de refrigeração por compressão de vapor trabalha com Refrigerante 134a a uma taxa de 6 kg/min. O refrigerante entra no compressor a −10°C e 1,4 bar ($1,4 \times 10^5$ Pa) e sai a 7 bar (7×10^5 Pa). A eficiência isentrópica do compressor é de 67%. Não há queda de pressão apreciável à medida que o refrigerante escoa pelo condensador e pelo evaporador. O refrigerante sai do condensador a 7 bar e 24°C. Ignorando os efeitos de transferência de calor entre o compressor e sua vizinhança, determine

(a) o coeficiente de desempenho.
(b) a capacidade frigorífica, em TR.
(c) as taxas de destruição de exergia no compressor e na válvula de expansão, ambas em kW.
(d) as variações na exergia específica de fluxo para o refrigerante que escoa pelo evaporador e pelo condensador, respectivamente, ambas em kJ/kg.

Admita T_0 = 21°C, p_0 = 1 bar (10^5 Pa).

10.18 Um sistema de refrigeração por compressão de vapor em que se utiliza amônia como fluido de trabalho tem pressões no evaporador e no condensador iguais a 200 e 30 lbf/in² (1379 e 206,8 kPa), respectivamente. O refrigerante escoa através de cada trocador de calor com queda de pressão desprezível. Na entrada e na saída do compressor, as temperaturas são, respectivamente, 10°F (−12,2°C) e 300°F (148,9°C). A taxa de transferência de calor do fluido de trabalho que escoa pelo condensador é de 50.000 Btu/h (14,6 kW) e o líquido sai a 200 lbf/in², 90°F (32,2°C). Considerando que o compressor opera adiabaticamente, determine

(a) a potência de acionamento do compressor, em kW.
(b) o coeficiente de desempenho.

10.19 Considerando que as pressões mínima e máxima permitidas de um refrigerante sejam, respectivamente, 1 e 10 bar (10^5 e 10^6 Pa), quais das seguintes substâncias podem ser utilizadas como fluido de trabalho em um sistema de refrigeração por compressão de vapor que mantém uma região fria a 0°C enquanto descarrega energia por transferência de calor para o ar ao redor a 30°C: Refrigerante 22, Refrigerante 134a, amônia, propano?

10.20 Considere o seguinte ciclo de refrigeração por compressão de vapor que é utilizado para manter uma região fria a uma temperatura T_C, enquanto a temperatura ambiente é 80°F (26,7°C). Vapor saturado entra no compressor a 15°F (9,4°C) abaixo de T_C, e o compressor opera adiabaticamente com uma eficiência isentrópica de 80%. O líquido saturado sai do condensador a 95°F (35°C). Não existem quedas de pressão no evaporador e no condensador, e a capacidade frigorífica é de 1 TR (3,5 kW). Esboce graficamente a vazão mássica de refrigerante em lb/min, o coeficiente de desempenho e a *eficiência de refrigeração*, *versus* T_C variando de 40°F (4,4°C) a −25°F (−31,7°C), considerando que o refrigerante é

(a) Refrigerante 134a.
(b) propano.
(c) Refrigerante 22.
(d) amônia.

A eficiência de refrigeração é definida como a razão entre o coeficiente de desempenho do ciclo e o coeficiente de desempenho de um ciclo de

refrigeração de Carnot operando entre reservatórios térmicos que se encontram à temperatura ambiente e à temperatura da região fria.

10.21 Em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, a amônia sai do evaporador como vapor saturado a −22°C. O refrigerante entra no condensador a 16 bar (16×10^5 Pa) e 160°C, e sai como líquido saturado a 16 bar. Não há uma transferência de calor significativa entre o compressor e sua vizinhança, e o refrigerante atravessa o evaporador com uma variação de pressão desprezível. Se a capacidade frigorífica é de 150 kW, determine

(a) a vazão mássica do refrigerante, em kg/s.
(b) a potência de acionamento do compressor, em kW.
(c) o coeficiente de desempenho.
(d) a eficiência isentrópica do compressor.

10.22 Um sistema de refrigeração por compressão de vapor com uma capacidade frigorífica de 10 TR (35,2 kW) admite, na entrada do compressor, o Refrigerante 134a em forma de vapor superaquecido a 15°C e 4 bar (4×10^5 Pa), enquanto na saída têm-se 12 bar (12×10^5 Pa). O processo de compressão pode ser modelado por $pv^{1,01} = constante$. Na saída do condensador a pressão é 11,6 bar ($11,6 \times 10^5$ Pa) e a temperatura é 44°C. O condensador é resfriado a água, que entra a 20°C e sai a 30°C, com variação de pressão desprezível. A transferência de calor no exterior do condensador pode ser desprezada. Determine

(a) a vazão mássica do refrigerante, em kg/s.
(b) a potência de acionamento e a taxa de transferência de calor no compressor, ambas em kW.
(c) o coeficiente de desempenho.
(d) a vazão mássica da água de resfriamento, em kg/s.
(e) as taxas de destruição de exergia no condensador e na válvula de expansão, ambas expressas como percentual da potência de acionamento. Admita T_0 = 20°C.

10.23 A capacidade frigorífica de um sistema de compressão a vapor que utiliza propano é de 5 TR (17,6 kW). Vapor saturado a 0°F (−17,8°C) entra no compressor e, na saída, tem-se vapor superaquecido a 120°F (48,9°C) e 180 lbf/in² (1241,1 kPa). A transferência de calor do compressor para sua vizinhança ocorre a uma taxa de 3,5 Btu por lb (8,1 kJ/kg) de refrigerante no compressor. O refrigerante em forma líquida entra na válvula de expansão a 85°F (29,4°C) e 180 lbf/in². O condensador é resfriado a água que entra a 65°F (18,3°C) e sai a 80°F (26,7°C), com uma variação de pressão desprezível. Determine

(a) a potência de acionamento do compressor, em Btu/min.
(b) a vazão mássica da água de resfriamento através do condensador, em lb/min.
(c) o coeficiente de desempenho.

10.24 Um ar-condicionado de janela instalado fornece 19 m³/min de ar a 15°C e 1 bar (10^5 Pa) para um quarto. O ar vindo do quarto para o evaporador da unidade retorna a 22°C. O ar-condicionado opera em regime permanente em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor com Refrigerante 22, que entra no compressor a 4 bar (4×10^5 Pa) e 10°C. O refrigerante deixa o condensador como líquido saturado a 9 bar (9×10^5 Pa). O compressor tem uma eficiência isentrópica de 70%, e o refrigerante sai do compressor a 9 bar. Determine a potência do compressor, em kW, a capacidade frigorífica, em TR, e o coeficiente de desempenho.

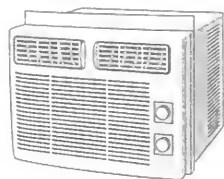



Fig. P10.24

10.25 O sistema de refrigeração por compressão de vapor de uma geladeira doméstica tem uma capacidade frigorífica de 1000 Btu/h (293,1 W). O refrigerante entra no evaporador a −10°F (−23,3°C) e sai a 0°F (−17,8°C). A eficiência isentrópica do compressor é de 80%. O refrigerante se condensa a 95°F (35°C) e sai do condensador sub-resfriado a 90°F (32,2°C). Não existe queda de pressão apreciável nos escoamentos pelo evaporador e pelo condensador. Determine as pressões no evaporador e no condensador, ambas em lbf/in², a vazão mássica do refrigerante, em lb/min, a potência de acionamento do compressor, em HP, e o coeficiente de desempenho para (a) Refrigerante 134a e (b) propano como fluidos de trabalho.

10.26 Um sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor opera em regime permanente, conforme mostra a Fig. P10.26. O sistema mantém uma região fria a 60°F (15,6°C) e descarrega energia por transferência de calor para sua vizinhança a 90°F (32,2°C). Refrigerante 134a entra no compressor como vapor saturado a 40°F (4,4°C) e é comprimido adiabaticamente até 160 lbf/in² (1103,2 kPa). A eficiência isentrópica do compressor é de 80%. O refrigerante sai do condensador como líquido saturado a 160 lbf/in². A vazão mássica do refrigerante é de 0,15 lb/s (0,07 kg/s). As variações da energia cinética e potencial são desprezíveis, da mesma forma que as variações de pressão relativas ao escoamento no evaporador e no condensador. Determine

(a) a potência de acionamento do compressor, em Btu/s.
(b) o coeficiente de desempenho.
(c) as taxas de destruição de exergia no compressor e na válvula de expansão, ambas em Btu/s.
(d) as taxas de destruição de exergia e de transferência de exergia associadas à transferência de calor, ambas em Btu/s, para um volume de controle que englobe o evaporador e uma parte da região fria, de tal modo que a transferência de calor ocorra a T_C = 520°R (60°F; 15,7°C).
(e) as taxas de destruição de exergia e de transferência de exergia associadas à transferência de calor para um volume de controle que englobe o condensador e uma parte da vizinhança, de tal modo que a transferência de calor ocorra a T_H = 550°R (90°F; 32,4°C).

Admita T_0 = 550°R

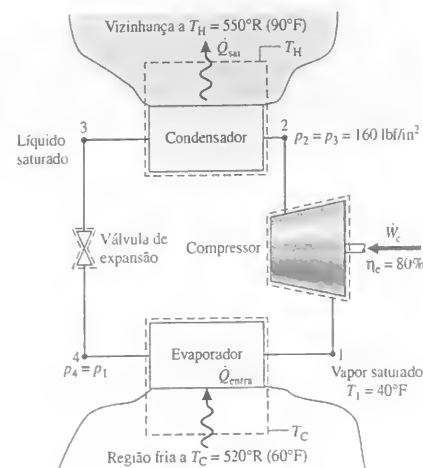



Fig. P10.26

10.27 Um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, com Refrigerante 134a como fluido de trabalho, opera com um evaporador à temperatura de 50°F (10°C) e um condensador à pressão de 180 lbf/in² (1241,1 kPa). O refrigerante entra no condensador a 140°F (60°C) e sai como líquido saturado. O ciclo tem uma capacidade frigorífica de 5 TR (17,6 kW). Determine

(a) a vazão mássica do refrigerante, em lb/min
(b) a eficiência isentrópica do compressor
(c) a potência do compressor, em HP
(d) o coeficiente de desempenho.

Esboce graficamente as quantidades calculadas nos itens (b) a (d) para as temperaturas de saída do compressor variando de 130°F (54,4°C) a 140°F.

Sistemas em Cascata e em Multiestágio

10.28 Um sistema de refrigeração por compressão de vapor opera com o arranjo tipo cascata mostrado na Fig. 10.7. Refrigerante 22 é o fluido de trabalho para o ciclo de alta temperatura e Refrigerante 134a é usado no ciclo de baixa temperatura. Para o ciclo de Refrigerante 134a, o fluido de trabalho entra no compressor como vapor saturado a −30°F (−34,4°C) e é comprimido isentropicamente até 50 lbf/in² (344,7 kPa). O líquido saturado deixa o trocador de calor intermediário a 50 lbf/in² e entra na válvula de expansão. Para o ciclo do Refrigerante 22, o fluido de trabalho entra no compressor como vapor saturado a uma temperatura 5°F (−15°C) abaixo da temperatura de condensação do Refrigerante 134a no trocador de calor intermediário. O Refrigerante 22 é comprimido isentropicamente até 250 lbf/in² (1723,7 kPa). Em seguida, o líquido saturado entra na válvula de expansão a 250 lbf/in². A capacidade frigorífica do sistema em cascata é de 20 TR (70,3 kW). Determine

(a) a potência de acionamento de cada compressor, em Btu/min.
(b) o coeficiente de desempenho geral do ciclo em cascata.
(c) a taxa de destruição de exergia no trocador de calor intermediário, em Btu/min. Considere T_0 = 80°F (26,7°C), p_0 = 14,7 lbf/in² (101,3 kPa).

10.29 Um sistema de refrigeração por compressão de vapor utiliza o arranjo mostrado na Fig. 10.8 para a compressão em dois estágios com inter-resfriamento entre os estágios. Refrigerante 134a é o fluido de trabalho. Vapor saturado a −30°C entra no compressor de primeiro estágio. A câmara de separação e o trocador de calor de contato direto operam a 4 bar (4×10^5 Pa), e a pressão no condensador é 12 bar (12×10^5 Pa). Correntes de líquido saturado a 12 e 4 bar entram, respectivamente, nas válvulas de expansão de alta e baixa pressões. Se cada compressor opera isentropicamente e se a capacidade frigorífica do sistema é 10 TR (35,2 kW), determine

(a) a potência de acionamento de cada compressor, em kW.
(b) o coeficiente de desempenho.

10.30 A Fig. P10.30 mostra um sistema de refrigeração por compressão de vapor em dois estágios que usa amônia como fluido de trabalho. O sistema utiliza um trocador de calor de contato direto para promover o inter-resfriamento. O evaporador tem uma capacidade frigorífica de 30 TR (105,5 kW) e produz vapor saturado a −20°F (−28,9°C) na sua saída. No primeiro estágio de compressão, o refrigerante é comprimido adiabaticamente até 80 lbf/in² (551,6 kPa), que é a pressão no trocador de calor de contato direto. O vapor saturado a 80 lbf/in² entra no compressor de segundo estágio e é comprimido adiabaticamente até 250 lbf/in² (1723,7 kPa). A eficiência isentrópica de cada compressor nos estágios é de 85%. Não existe queda de pressão apreciável à medida que o refrigerante escoa pelos trocadores de calor. O líquido saturado entra em cada uma das válvulas de expansão. Determine

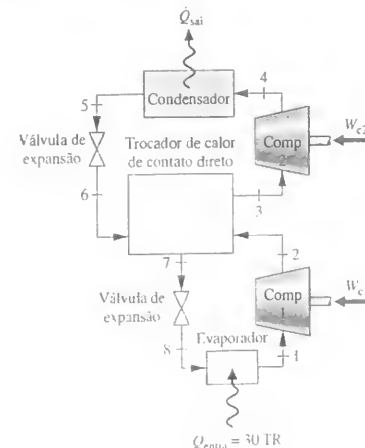



Fig. P10.30

(a) a razão entre as vazões mássicas $\dot{m}_3/\dot{m}_1$
(b) a potência de acionamento de cada compressor nos estágios, em HP.
(c) o coeficiente de desempenho.
(d) esboce graficamente as quantidades calculadas nos itens (a) a (c) *versus* a pressão no trocador de calor de contato direto variando de 20 a 200 lbf/in² (137,9 e 1379 kPa). Discuta o resultado.

10.31 A Fig. P10.31 mostra um sistema de refrigeração por compressão de vapor em dois estágios com dois evaporadores e um trocador de calor de contato direto. Vapor saturado vindo do evaporador 1 entra no compressor 1 a 18 lbf/in² (124,1 kPa) e sai a 70 lbf/in² (482,6 kPa). O evaporador 2 opera a 70 lbf/in², com vapor saturado saindo no estado 8. A pressão do condensador é 200 lbf/in² (1379 kPa), e refrigerante líquido saturado sai do condensador. A eficiência isentrópica de cada compressor nos estágios é de 80%. A capacidade frigorífica de cada evaporador está indicada na figura. Esboce o diagrama *T–s* do ciclo e determine

(a) a temperatura, em °F, do refrigerante em cada evaporador
(b) a potência de acionamento de cada compressor nos estágios, em HP.
(c) o coeficiente de desempenho geral.

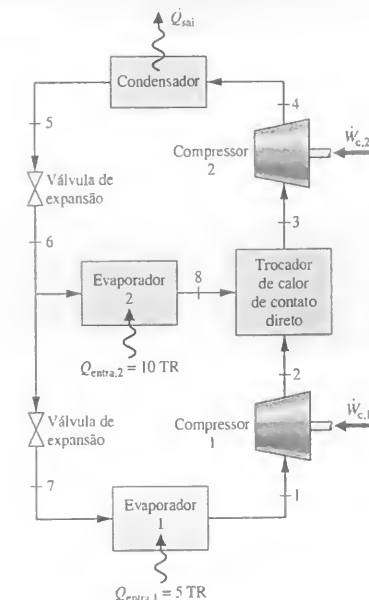



Fig. P10.31

10.32 A Fig. P10.32 mostra um diagrama esquemático de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com dois evaporadores que utiliza Refrigerante 134a como fluido de trabalho. Esse arranjo é utilizado para se obter refrigeração a duas temperaturas distintas e com um único compressor e um único condensador. O evaporador de baixa temperatura opera a −18°C e com vapor saturado na sua saída, tendo uma capacidade frigorífica de 3 TR (10,5 kW). O evaporador de alta temperatura produz vapor saturado a 3,2 bar ($3,2 \times 10^5$ Pa) na sua saída e tem uma capacidade frigorífica de 2 TR (7 kW). A compressão, até uma pressão do condensador de 10 bar (10^6 Pa), é isentrópica. Não existem quedas de pressão significativas nos escoamentos ao longo do condensador e dos dois evaporadores, e o refrigerante deixa o condensador como líquido saturado a 10 bar. Calcule

(a) a vazão mássica do refrigerante em cada evaporador, em kg/min.
(b) a potência de acionamento do compressor, em kW.
(c) a taxa de transferência de calor do refrigerante que escoa pelo condensador, em kW.

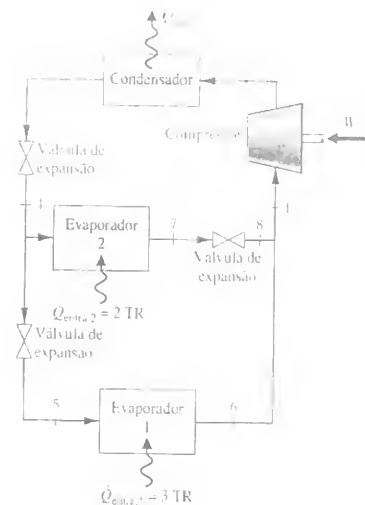



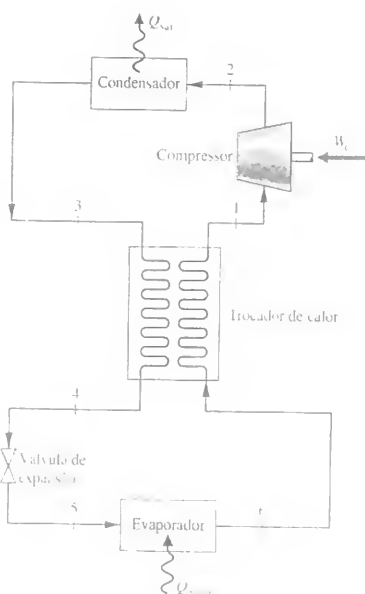
Fig. P10.32

10.33 Um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal é modificado de forma a incluir um trocador de calor contracorrente, conforme mostra a Fig. P10.33. Amônia deixa o evaporador como vapor saturado a 1,0 bar (10^5 Pa) e é aquecida a uma pressão constante a 5°C, antes de entrar no compressor. Seguindo-se uma compressão isentrópica a 18 bar (18×10^5 Pa), o refrigerante passa pelo condensador, saindo a 40°C e 18 bar. O líquido passa então pelo trocador de calor, entrando na válvula de expansão a 18 bar. Se a vazão mássica do refrigerante for de 12 kg/min, determine

Fig. P10.33

(c) [illegible] compressor, em kW
(d) [illegible] desempenho

Discuta [illegible] vantagens e desvantagens de [illegible]

Sistemas de Bombas de Calor por Compressão de Vapor

10.34 Um ciclo de bomba de calor por compressão de vapor ideal que usa Refrigerante 134a como fluido de trabalho fornece 15 kW para manter um edifício a 20°C quando a temperatura externa é de 5°C. Vapor saturado a 2,4 bar ($2{,}4 \times 10^5$ Pa) deixa o evaporador e o líquido saturado a 8 bar (8×10^5 Pa) deixa o condensador. Calcule

(a) a potência de acionamento do compressor, em kW.
(b) o coeficiente de desempenho.
(c) o coeficiente de desempenho de um ciclo de bomba de calor de Carnot que opera entre reservatórios térmicos a 20°C e 5°C.

10.35 Um sistema de bomba de calor por compressão de vapor usa Refrigerante 134a como fluido de trabalho e tem uma capacidade de aquecimento de 60.000 Btu/h (17,6 kW). O condensador opera a 200 lbf/in² (1379 kPa) e a temperatura no evaporador é 0°F (−17,8°C). Na saída do evaporador o refrigerante se encontra no estado de vapor saturado e na saída do condensador, no estado de líquido a 110°F (43,3°C). As quedas de pressão ao longo do evaporador e do condensador são desprezíveis. O processo de compressão é adiabático e a temperatura na saída do compressor é de 180°F (82,2°C). Determine

(a) a vazão mássica do refrigerante, em lb/min.
(b) a potência de acionamento do compressor, em HP.
(c) a eficiência isentrópica do compressor.
(d) o coeficiente de desempenho.

10.36 Refrigerante 134a é o fluido de trabalho de um sistema de bomba de calor por compressão de vapor que fornece 35 kW para aquecer uma residência em um dia em que a temperatura externa é inferior à temperatura de congelamento. Vapor saturado entra no compressor a 1,6 bar ($1{,}6 \times 10^5$ Pa) e líquido saturado sai do condensador, que opera a 8 bar (8×10^5 Pa). Determine para uma compressão isentrópica

(a) a vazão mássica do refrigerante, em kg/s.
(b) a potência do compressor, em kW.
(c) o coeficiente de desempenho.

Recalcule as grandezas dos itens (b) e (c) para uma eficiência isentrópica do compressor de 75%.

10.37 Em um determinado dia, uma casa necessita de uma transferência de calor de 12 kW para manter sua temperatura interna em 20°C quando a temperatura externa é de 5°C. Uma bomba de calor por compressão de vapor com Refrigerante 22 como fluido de trabalho é utilizada para fornecer o aquecimento necessário. Especifique as pressões adequadas do evaporador e do condensador para esse propósito. Admita que o refrigerante é vapor saturado na saída do evaporador e líquido saturado na saída do condensador. Calcule

(a) a vazão mássica de refrigerante, em kg/min.
(b) a potência do compressor, em kW.
(c) o coeficiente de desempenho.

10.38 Repita os cálculos do Problema 10.37, considerando Refrigerante 134a como fluido de trabalho. Compare os resultados com os do Problema 10.37 e discuta.

10.39 Um processo necessita de uma transferência de calor de [illegible] Btu/min (879 kW) a 170°F (76,7°C). Propõe-se que uma bomba de calor por compressão de vapor, trabalhando com Refrigerante 134a, seja utilizada para o desenvolvimento desse processo, utilizando-se uma corrente de água rejeitada a 125°F (51,7°C) como fonte de baixa temperatura. Especifique as pressões adequadas no condensador e no evaporador para este propósito. Considere que o refrigerante é vapor saturado na saída do evaporador e líquido saturado na saída do condensador. Calcule

(a) a vazão mássica de refrigerante, em lb/h.
(b) a potência do compressor, em HP.
(c) o coeficiente de desempenho.

10.40 Uma bomba de calor por compressão de vapor com uma capacidade de aquecimento de 500 kJ/min é acionada por um ciclo de potência com uma eficiência térmica de 25%. Na bomba de calor, o Refrigerante 134a é comprimido de vapor saturado a [illegible]°C até uma pressão do con[illegible] [illegible] 10°C. A [illegible] O líquido entra na válvula de expansão [illegible] 34°C. [illegible] espaço aquecido.

(a) Determine a potência [illegible] bomba de calor, em kW.
(b) Avalie a razão entre a taxa de calor total [illegible] aquecido e a taxa de calor fornecida ao ciclo de potência. Discuta o resultado.

10.41 Refrigerante 134a entra no compressor de uma bomba de calor por compressão de vapor a 15 lbf/in² (103,4 kPa) e 0°F (−17,8°C), e é comprimido adiabaticamente até 160 lbf/in² (1103,2 kPa) e 160°F (71,1°C). O líquido entra na válvula de expansão a 160 lbf/in² e 95°F (35°C). Na saída da válvula, a pressão é de 15 lbf/in². Determine

(a) a eficiência isentrópica do compressor.
(b) o coeficiente de desempenho.
(c) Realize um balanço completo da exergia para a potência de acionamento do compressor, em Btu por lb de refrigerante. Discuta o resultado.

Admita T_0 = 480°R (−6,5°C).

10.42 A Fig. P10.42 mostra esquematicamente um sistema de bomba de calor *geotérmica* que opera em regime permanente com Refrigerante 22 como fluido de trabalho. A bomba de calor utiliza como fonte térmica água a 55°F (12,8°C) oriunda de poços. Os dados de operação são fornecidos na figura para um dia no qual a temperatura do ar externo é 20°F (−6,7°C). Admita que o compressor opere adiabaticamente. Para a bomba de calor, determine

(a) a vazão volumétrica do ar aquecido para a casa, em ft³/min.
(b) a eficiência isentrópica do compressor.
(c) a potência do compressor, em HP.
(d) o coeficiente de desempenho.
(e) a vazão volumétrica da água dos poços geotérmicos, em gal/min.

Para T_0 = 20°F, realize um balanço completo da exergia para a potência de acionamento do compressor, e estime e avalie a eficiência da segunda lei para o sistema de bomba de calor.

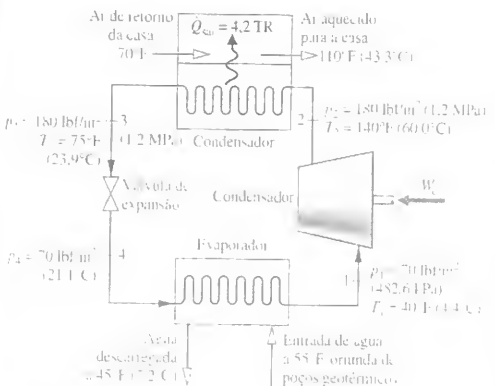



Fig. P10.42

Sistemas de Refrigeração a Gás

10.43 Ar entra no compressor de um ciclo de refrigeração Brayton ideal a 100 kPa e 270 K. A razão de pressão do compressor é 3 e a temperatura na entrada da turbina é 310 K. Determine

(a) o trabalho líquido de acionamento, por unidade de massa de ar, em kJ/kg.
(b) a capacidade frigorífica, por unidade de massa de ar, em kJ/kg.
(c) o coeficiente de desempenho.
(d) o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração de Carnot operando entre reservatórios térmicos a T_C = 270 K e T_H = 310 K, respectivamente.

10.44 Reconsidere o Problema 10.43, [illegible] compressor e a turbina [illegible] isentrópicas de 80% e [illegible], respectivamente. Para esse ciclo modificado,

(a) determine o coeficiente de desempenho.
(b) desenvolva um balanço exergético [illegible] de acionamento do compressor, em kJ por kg de ar. Discuta o resultado.

Admita T_0 = 310 K.

10.45 Esboce as grandezas calculadas nos itens (a) a (c) do Problema 10.43 *versus* a razão de pressão do compressor para um intervalo de 3 a 6. Repita esse procedimento considerando que as eficiências isentrópicas da turbina e do condensador são de 95%, 90% e 80%.

10.46 Um ciclo de refrigeração Brayton ideal tem uma razão de pressão de compressor de 6. Na entrada do compressor, a pressão e a temperatura do ar admitido são 20 lbf/in² (137,9 kPa) e 460°R (−17,6°C). A temperatura na saída da turbina é 700°R (115,7°C). Considerando uma capacidade frigorífica de 15 TR (52,7 kW), determine

(a) a vazão mássica, em lb/min.
(b) a potência líquida de acionamento, em Btu/min.
(c) o coeficiente de desempenho.

10.47 Reconsidere o Problema 10.46, mas inclua na análise o fato de o compressor e a turbina terem, respectivamente, uma eficiência isentrópica de 78% e 92%.

10.48 Ar entra no compressor de um ciclo de refrigeração Brayton ideal a 140 kPa e 270 K e é comprimido para 420 kPa. Na entrada da turbina, a temperatura é 320 K e a vazão volumétrica é 0,4 m³/s. Determine

(a) a vazão mássica, em kg/s.
(b) a potência líquida de acionamento, em kW.
(c) a capacidade frigorífica, em kW.
(d) o coeficiente de desempenho.

10.49 Ar entra no compressor de um ciclo de refrigeração Brayton a 100 kPa e 260 K e é comprimido adiabaticamente até 300 kPa. O ar entra na turbina a 300 kPa e 300 K e expande-se adiabaticamente até 100 kPa. Para esse ciclo

(a) determine o trabalho líquido por unidade de massa de ar, em kJ/kg, e o coeficiente de desempenho se as eficiências isentrópicas do compressor e da turbina forem ambas de 100%.
(b) esboce graficamente o trabalho líquido por unidade de massa de ar, em kJ/kg, e o coeficiente de desempenho para iguais eficiências isentrópicas do compressor e da turbina para um intervalo de 80 a 100%.

10.50 O ciclo de refrigeração Brayton do Problema 10.43 é modificado pela introdução de um trocador de calor regenerativo. Nesse ciclo modificado, ar comprimido entra no trocador de calor regenerativo a 310 K e é resfriado a 280 K antes de entrar na turbina. Para esse ciclo modificado, determine

(a) a menor temperatura, em K.
(b) o trabalho líquido de acionamento por unidade de massa de ar, em kJ/kg.
(c) a capacidade frigorífica por unidade de massa de ar, em kJ/kg.
(d) o coeficiente de desempenho.

10.51 Reconsidere o Problema 10.50, mas inclua na análise o fato de o compressor e a turbina terem eficiências isentrópicas, respectivamente, iguais a 85 e 88%. Responda as mesmas perguntas do Problema 10.50.

10.52 Esboce graficamente as grandezas calculadas nos itens (a) a (d) do Problema 10.50 *versus* a razão de pressão do compressor para o intervalo de 3 a 7. Repita esse procedimento para eficiências isentrópicas de compressor e turbina iguais a 95%, 90% e 80%.

10.53 Considere um ciclo de refrigeração Brayton com um trocador de calor regenerativo. O ar entra no compressor a 480°R (−6,5°C) e 15 lbf/in² (103,4 kPa) e é comprimido isentropicamente até 40 lbf/in² (275,8 kPa). O ar comprimido entra no trocador de calor regenerativo a 540°R (26,8°C) e é resfriado até 480°R antes de entrar na turbina. A expansão pela turbina é isentrópica. Se a capacidade frigorífica for de 15 TR (52,7 kW), calcule

(a) a vazão volumétrica na entrada do compressor, em ft³/min.
(b) o coeficiente de desempenho.

10.54 Reconsidere o Problema 10.53, mas inclua na análise o fato de tanto o compressor quanto a turbina terem eficiências isentrópicas de

88%. Responda às mesmas questões do Problema 10.53 para esse ciclo modificado

10.55 Ar a 2 bar (2×10^5 Pa) e 380 K é extraído do compressor principal de um motor de avião a jato para o resfriamento da cabina. O ar extraído entra em um trocador de calor, onde é resfriado a pressão constante até 320 K por transferência de calor para o ambiente. Em seguida, expande-se adiabaticamente em uma turbina até 0,95 bar ($0,95 \times 10^5$ Pa) e é descarregado na cabina. A turbina tem uma eficiência isentrópica de 75%. Se a vazão mássica do ar for de 1,0 kg/s, determine

(a) a potência desenvolvida pela turbina, em kW
(b) a taxa de transferência de calor do ar para o ambiente, em kW.

10.56 Ar a 32 lbf/in² (220,6 kPa) e 680°R (104,6°C) é extraído do compressor principal de um motor de avião a jato para o resfriamento da cabina. O ar extraído entra em um trocador de calor, onde é resfriado a pressão constante até 600°R (60,2°C) por transferência de calor para o ambiente. Em seguida, expande-se adiabaticamente em uma turbina até 14 lbf/in² (96,5 kPa) e é descarregado na cabina a 500°R (4,6°C), com uma vazão mássica de 200 lb/min (1,5 kg/s). Determine

(a) a potência desenvolvida pela turbina, em HP.
(b) a eficiência isentrópica da turbina.

(c) a taxa de transferência de calor do ar para o ambiente, em Btu/min

10.57 O ar está submetido a um *ciclo de refrigeração Stirling*, que é o reverso de um ciclo de potência Stirling apresentado na Seção 9.11. No início da compressão isotérmica, a pressão e a temperatura são, respectivamente, 100 kPa e 300 K. A taxa de compressão é 6 e a temperatura durante a expansão isotérmica é 100 K. Determine

(a) a transferência de calor durante a expansão isotérmica, em kJ por kg de ar.
(b) o trabalho líquido para o ciclo, em kJ por kg de ar
(c) o coeficiente de desempenho.

10.58 O ar está submetido a um *ciclo de refrigeração Ericsson*, que é o reverso de um ciclo de potência Ericsson apresentado na Seção 9.11. No início da compressão isotérmica, a pressão e a temperatura são, respectivamente, 100 kPa e 310 K. A razão de pressão durante a compressão isotérmica é 3. Durante a expansão isotérmica a temperatura é 270 K. Determine

(a) a transferência de calor durante a expansão isotérmica, por unidade de massa de ar, em kJ/kg.
(b) o trabalho líquido por unidade de massa de ar, em kJ/kg.
(c) o coeficiente de desempenho.

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

10.1P Um sistema de refrigeração por compressão de vapor que usa propano para um refrigerador doméstico de alimentos encontra-se em fase de projeto. O sistema de refrigeração deve manter uma temperatura de 0°F (−17,8°C) no interior do refrigerador quando a temperatura do ambiente for de 90°F (32,2°C). Para essas condições, a taxa de transferência de calor em regime permanente do ambiente para o refrigerador é de 1500 Btu/h (439,6 W). Especifique as pressões e temperaturas de operação em pontos-chave no sistema de refrigeração e estime a vazão mássica do refrigerante e a potência do compressor necessária. Investigue e relate as questões de segurança relacionadas ao uso de propano como refrigerante.

10.2P O Refrigerante 22 é amplamente usado como fluido de trabalho em ar-condicionado e em *chillers* industriais. Entretanto, seu uso provavelmente deve ser abandonado devido a preocupações com os efeitos nocivos sobre a camada de ozônio. Investigue quais fluidos de trabalho se encontram em estudo para a substituição do Refrigerante 22 nesses usos. Determine os empecilhos para o projeto em equipamentos de ar-condicionado e em *chillers* resultantes dessa mudança. Escreva um relatório com suas conclusões.

10.3P Encontra-se em análise um sistema de condicionamento de ar que utilizará um dispositivo de produção de gelo por compressão de vapor durante a noite, quando as tarifas elétricas são baixas, visando armazenar gelo para atender à demanda diária de carga térmica de condicionamento de ar. As cargas máximas são 100 TR (351,7 kW) durante o dia e 50 TR (175,8 kW) à noite. Será melhor dimensionar o sistema de modo a produzir gelo suficiente durante a noite, para atender à demanda diária, ou utilizar um *chiller* pequeno que opere dia e noite? Sua estratégia deve usar como base a estrutura de tarifas diurnas e noturnas da companhia provedora de energia elétrica local.

10.4P Uma bomba de calor *geotérmica* vertical para sistemas fechados está sob análise para a construção de uma nova escola de 50.000 ft² (4645,1 m²). A capacidade de projeto tanto para aquecimento quanto para resfriamento é de 100 TR (351,7 kW). O lençol freático local encontra-se a 150 ft (45,7 m) e a temperatura da água subterrânea é de 55°F (12,8°C). Especifique uma bomba de calor com fonte no solo assim como o número e a profundidade de poços para essa aplicação e desenvolva um esquema dos poços verticais e da tubulação necessários para o sistema

10.5P Investigue a viabilidade econômica da utilização de uma bomba de calor que trabalha com recuperação de calor perdido para o aquecimento doméstico de água e que emprega como fonte ar de ventilação descarregado de uma residência. Admita o uso típico de água quente para uma única família de quatro pessoas que vive em uma residência de 2200 ft² (204,4 m²) em sua localidade. Escreva um relatório contendo suas conclusões

10.6P Liste os principais problemas de projeto associados à utilização da amônia como refrigerante em um sistema que fornece água gelada a 40°F (4,4°C) para o condicionamento de ar do campus de uma universidade nas redondezas de sua residência. Desenvolva um leiaute da sala de equipamentos e um esquema da distribuição do sistema de água gelada. Indique no diagrama as temperaturas principais e faça uma lista das principais capacidades de cada um dos principais componentes do equipamento.

10.7P O dióxido de carbono (CO_2) é um substituto barato, atóxico e não-inflamável para ser utilizado como fluido de trabalho em sistemas por compressão de vapor. Investigue se é adequado usar CO_2 como fluido de trabalho em uma bomba de calor para o aquecimento de água que necessita de uma potência de acionamento de 50 a 100 kW e fornece água quente entre 50 e 90°C. Admita que a água subterrânea é utilizada como fonte. Especifique as pressões de operação típicas para tais aplicações e estime a variação do coeficiente de desempenho para o intervalo de temperatura da água quente. Prepare um memorando sintetizando seus resultados.

10.8P Na *hipotermia induzida*, a temperatura de um determinado órgão, tal como o coração, é diminuída para reduzir a taxa metabólica durante uma cirurgia. O resfriamento é obtido por meio da circulação do sangue através de um trocador de calor fora do corpo. Quando é reintroduzido através dos vasos sanguíneos do órgão, o sangue resfriado resfria o órgão até a temperatura desejada. Desenvolva um projeto preliminar de um sistema de refrigeração por compressão de vapor para resfriar o sangue durante a cirurgia do coração. Determine os requisitos necessários para a temperatura e especifique um refrigerante, as pressões e as temperaturas de operação para o fluido de trabalho, e a capacidade frigorífica

10.9P Selecione um sistema termoelétrico de resfriamento para um refrigerador de quarto. Verifique com outros estudantes as suas necessidades de modo a dimensionar a unidade. De que tipo e quantos módulos termoelétricos são usados na unidade selecionada e qual é a potência necessária? Resuma suas conclusões em um memorando

10.10P Determine o atual estágio da tecnologia em *refrigeração magnética* para uso no intervalo de 80 a 300 K. Essa tecnologia é promissora como alternativa econômica dos sistemas de compressão de vapor? Discuta

Relações Termodinâmicas

Contexto de Engenharia

Conforme discutimos nos capítulos anteriores, a aplicação dos princípios termodinâmicos aos sistemas de engenharia requer dados para energia interna, entalpia e entropia específicas, e outras propriedades. O objetivo do presente capítulo é apresentar as relações termodinâmicas que permitam a avaliação de u, h, s e outras propriedades termodinâmicas de sistemas compressíveis simples a partir de dados que são medidos mais facilmente. A principal ênfase deste estudo está nos sistemas que envolvem uma única espécie química, como água, ou uma mistura, como o ar. O capítulo também traz uma introdução às relações gerais das propriedades para misturas e soluçõess.

Existem meios disponíveis para se determinar, experimentalmente, pressão, temperatura e massa. Além disso, as relações entre os calores específicos c_v e c_p e a temperatura a pressões relativamente baixas são acessíveis experimentalmente. Os valores de algumas outras propriedades termodinâmicas também podem ser medidos sem grandes dificuldades. Entretanto, a energia interna, a entalpia e a entropia específicas estão entre as propriedades que não são facilmente obtidas experimentalmente, e por isso é necessário, para a determinação de seus valores, recorrer a procedimentos computacionais.

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo estará apto a....

- ✓ calcular os dados da relação p–v–T utilizando equações de estado que envolvam duas ou mais constantes.
- ✓ demonstrar conhecimento das diferenciais exatas que envolvem as propriedades e utilizar as relações entre as propriedades desenvolvidas a partir das diferenciais exatas resumidas na Tabela 11.1.
- ✓ calcular Δu, Δh e Δs, utilizando a equação de Clapeyron ao considerar mudança de fase, e utilizar as equações de estado e as relações entre os calores específicos ao considerar uma única fase.
- ✓ demonstrar conhecimento de como são construídas as tabelas de propriedades termodinâmicas.
- ✓ calcular Δh e Δs utilizando os diagramas generalizados de desvio de entalpia e entropia.
- ✓ utilizar as regras de misturas, como a Regra de Kay, para relacionar pressão, volume e temperatura das misturas
- ✓ aplicar as relações termodinâmicas para sistemas multicomponentes.

11.1 Utilização das Equações de Estado

Um ingrediente fundamental para o cálculo de propriedades como energia interna, entalpia e entropia específicas de uma substância é uma representação precisa da relação entre pressão, volume específico e temperatura. A relação p–v–T pode ser expressa de modo alternativo: existem representações *tabulares*, como as exemplificadas pelas tabelas de vapor. A relação também pode ser expressa *graficamente*, como nos diagramas de superfície p–v–T e do fator de compressibilidade. As formulações *analíticas*, chamadas ***equações de estado***, constituem uma terceira forma geral de se expressar a relação p–v–T. Programas de computador, como o *Interactive Thermodynamics: IT*, também podem ser utilizados para obtenção dos dados de p–v–T.

equações de estado

A equação virial e a equação de gás ideal são exemplos de equações de estado analíticas apresentadas em seções anteriores deste livro. As formulações analíticas da relação p–v–T são particularmente convenientes para a efetuação das operações matemáticas necessárias ao cálculo de u, h, s e outras propriedades termodinâmicas. O objetivo desta seção é estender a discussão sobre as relações p–v–T para as substâncias simples compressíveis apresentadas no Cap. 3 pela apresentação de algumas equações de estado usuais.

11.1.1 Conceitos Introdutórios e Definições

Lembre-se, da Seção 3.4, de que a ***equação de estado virial*** pode ser deduzida com base nos princípios da mecânica estatística de modo a relacionar o comportamento p–v–T de um gás com as forças atuantes entre as moléculas. Em uma das formas, o fator de compressibilidade Z é expandido em potências inversas do volume específico como

equação virial

$$Z = 1 + \frac{B(T)}{\bar{v}} + \frac{C(T)}{\bar{v}^2} + \frac{D(T)}{\bar{v}^3} + \cdots \qquad (11.1)$$

Os coeficientes B, C, D etc. são chamados, respectivamente, de segundo, terceiro, quarto etc. coeficientes viriais. Cada coeficiente virial é uma função apenas da temperatura. Em princípio, os coeficientes viriais são calculáveis se for conhecido um modelo adequado para a descrição das forças de interação entre as moléculas do gás em questão. Avanços futuros no aprimoramento da teoria de interações moleculares podem permitir uma predição mais exata para os coeficientes viriais a partir das propriedades fundamentais das moléculas envolvidas. Entretanto, no momento, apenas os primeiros dois ou três coeficientes podem ser calculados e somente para gases que consistam em moléculas relativamente simples. A Eq. 11.1 também pode ser utilizada de uma forma empírica na qual os coeficientes se tornam parâmetros cujas magnitudes são determinadas pelo ajuste de dados de p–v–T em um determinado domínio de interesse. Somente os primeiros poucos coeficientes podem ser encontrados dessa maneira e o resultado é uma equação *truncada* válida apenas para alguns estados.

No caso-limite em que se admite que as moléculas de gás não interagem de modo algum, o segundo, o terceiro e os termos de ordem superior da Eq. 11.1 são desprezíveis e a equação se reduz a $Z = 1$. Uma vez que $Z = p\bar{v}/\bar{R}T$, desta relação obtém-se a equação de estado de gás ideal $p\bar{v} = \bar{R}T$. A equação de estado de gás ideal fornece uma aproximação aceitável em muitos estados, incluindo, mas não se limitando a, os estados em que a pressão é baixa em relação à pressão crítica e/ou a temperatura é alta em relação à temperatura crítica da substância considerada. Em muitos outros estados, porém, a equação de estado de gás ideal fornece uma aproximação pouco realística.

Mais de 100 equações de estado foram desenvolvidas na tentativa de melhorar a equação de estado de gás ideal e ainda assim evitar as complexidades inerentes a uma série virial completa. Em geral, essas equações não são muito fundamentadas em aspectos da física básica e apresentam, em sua maioria, um caráter empírico. A maior parte é desenvolvida para gases, porém algumas descrevem o comportamento p–v–T da fase líquida, pelo menos qualitativamente. Toda equação de estado é restrita a determinados estados. Este domínio de aplicabilidade é freqüentemente indicado pelo fornecimento de um intervalo de pressão, ou massa específica, no qual se espera que a equação represente fielmente o comportamento p–v–T. Quando não é mencionado o domínio de aplicabilidade de uma dada equação, pode-se aproximá-lo expressando-se a equação em termos do fator de compressibilidade Z e das propriedades reduzidas p_R, T_R e v'_R, e superpondo-se o resultado em um diagrama generalizado de compressibilidade, ou comparando-se com dados de compressibilidade tabelados obtidos da literatura.

11.1.2 Equações de Estado com Duas Constantes

As equações de estado podem ser classificadas pelo número de constantes ajustáveis que possuem. São aqui consideradas algumas das equações de estado mais comumente utilizadas em ordem crescente de complexidade, a começar pelas equações de estado com duas constantes.

Equação de Van Der Waals

Um aprimoramento em relação à equação de estado de gás ideal, baseada em argumentos moleculares elementares, foi sugeria em 1873 por van der Waals, que observou que, na verdade, as moléculas de gás ocupam mais do que o diminuto volume desprezível presumido pelo modelo de gás ideal e também exercem forças atrativas de longo alcance umas sobre as outras. Assim, nem todo o volume de um reservatório estaria disponível para as moléculas do gás, e a força que estas exercem sobre a parede do reservatório seria reduzida devido às forças atrativas que existem entre as moléculas. Com base nesses argumentos moleculares elementares, a ***equação de estada de van der Waals*** é

$$p = \frac{\bar{R}T}{\bar{v} - b} - \frac{a}{\bar{v}^2} \qquad (11.2)$$

equação de van der Waals

A constante b tem a intenção de levar em conta o volume finito ocupado pelas moléculas, o termo $a/\bar{v}^2$ considera a força de atração entre as moléculas e $\bar{R}$ é a constante universal do gás. Observe que, quando a e b são nulos, o resultado é a equação de estado de gás ideal.

A equação de van der Waals fornece a pressão como função da temperatura e do volume específico e, portanto, é *explícita* para a pressão. Uma vez que a equação pode ser explicitada para a temperatura como função da pressão e do volume específico, ela também é explícita para a temperatura. Todavia, a equação possui o volume específico elevado ao cubo, de modo que, em geral, ela não pode ser resolvida para o volume específico em termos da temperatura e da pressão. A equação de van der Waals *não* é explícita para o volume específico.

CÁLCULO DE *a* E *b*. A equação de van der Waals é uma equação de estado com *duas constantes*. Para uma substância específica, podem-se obter os valores para as constantes a e b ajustando-se a equação aos dados de p–v–T. Com este procedimento, diversos conjuntos de constantes podem ser necessários para se levar em conta todos os estados de interesse. De modo alternativo, um único conjunto de constantes para a equação de van der Waals pode ser determinado observando-se que a isoterma crítica possui um ponto de inflexão ao passar pelo ponto crítico, e sua inclinação nesse ponto é igual a zero. Expressas matematicamente, estas condições são, respectivamente,

$$\left(\frac{\partial^2 p}{\partial \bar{v}^2}\right)_T = 0, \quad \left(\frac{\partial p}{\partial \bar{v}}\right)_T = 0 \quad \text{(ponto crítico)} \qquad (11.3)$$

Embora normalmente se observe uma menor precisão geral quando as constantes a e b são determinadas a partir do comportamento do ponto crítico, em vez de por meio do ajuste de dados de p–v–T em uma determinada região de interesse, esse procedimento é vantajoso porque as constantes de van der Waals podem ser expressas em termos da pressão crítica p_c e da temperatura crítica T_c, conforme mostrado a seguir.

Para a equação de van der Waals no ponto crítico, tem-se

$$p_c = \frac{\bar{R}T_c}{\bar{v}_c - b} - \frac{a}{\bar{v}_c^2}$$

A aplicação das Eqs. 11.3 com a equação de van der Waals fornece

$$\left(\frac{\partial^2 p}{\partial \bar{v}^2}\right)_T = \frac{2\bar{R}T_c}{(\bar{v}_c - b)^3} - \frac{6a}{\bar{v}_c^4} = 0$$

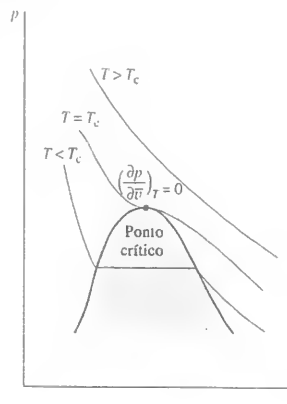
$$\left(\frac{\partial p}{\partial \bar{v}}\right)_T = -\frac{\bar{R}T_c}{(\bar{v}_c - b)^2} + \frac{2a}{\bar{v}_c^3} = 0$$

Resolvendo estas três equações para a, b e $\bar{v}_c$ em termos da pressão crítica e da temperatura crítica, obtemos

$$a = \frac{27}{64}\frac{\bar{R}^2 T_c^2}{p_c} \qquad (11.4a)$$

$$b = \frac{\bar{R}T_c}{8p_c} \qquad (11.4b)$$

$$\bar{v}_c = \frac{3}{8}\frac{\bar{R}T_c}{p_c} \qquad (11.4c)$$

Os valores das constantes a e b de van der Waals determinadas a partir das Eqs. 11.4a e 11.4b para várias substâncias comuns são dados na Tabela A-24 para pressão em bar, volume específico em m^3/kmol e temperatura em K. Os valores de a e b para as mesmas substâncias são dados na Tabela A-24E para pressão em atm, volume específico em ft^3/lbmol e temperatura em °R.

FORMA GENERALIZADA. Introduzindo-se o fator de compressibilidade $Z = p\bar{v}/\bar{R}T$, a temperatura reduzida $T_R = T/T_c$, o volume específico pseudo-reduzido $v'_R = p_c\bar{v}/\bar{R}T_c$ e as expressões dadas para a e b, pode-se escrever a equação de van der Waals em termos de Z, v'_R e T_R como

$$Z = \frac{v'_R}{v'_R - 1/8} - \frac{27/64}{T_R v'_R} \tag{11.5}$$

ou, de modo alternativo, em termos de Z, T_R e p_R como

$$Z^3 - \left(\frac{p_R}{8T_R} + 1\right)Z^2 + \left(\frac{27p_R}{64T_R^2}\right)Z - \frac{27p_R^2}{512T_R^3} = 0 \tag{11.6}$$

Os detalhes desses desenvolvimentos são deixados como exercícios. A Eq. 11.5 pode ser calculada para valores fornecidos de v'_R e T_R, e os valores resultantes para Z são localizados em um diagrama generalizado de compressibilidade para ilustrar, aproximadamente, onde a equação funciona de modo satisfatório. Procedimento análogo pode ser realizado com a Eq. 11.6.

O fator de compressibilidade no ponto crítico, fornecido pela equação de van der Waals, é determinado a partir da Eq. 11.4c como

$$Z_c = \frac{p_c\bar{v}_c}{\bar{R}T_c} = 0{,}375$$

Na verdade, Z_c varia na faixa de 0,23 a 0,33 para a maioria das substâncias (veja as Tabelas A-1). Conseqüentemente, com o conjunto de constantes dado pelas Eqs. 11.4, a equação de van der Waals não é precisa na vizinhança do ponto crítico. Estudos adicionais mostrariam também a falta de precisão em outras regiões, e, portanto, esta equação não é adequada para muitos cálculos termodinâmicos. A equação de van der Waals é interessante neste texto principalmente porque é o modelo mais simples que considera o afastamento entre o comportamento de um gás real e o preconizado pela equação de estado de um gás ideal.

Equação de Redlich-Kwong

Três outras equações de estado com duas constantes que têm sido amplamente utilizadas são as equações de Berthelot, Dieterici e Redlich-Kwong. A ***equação de Redlich-Kwong***, considerada por muitos a melhor das equações de estado com duas constantes, é

equação de Redlich-Kwong

$$p = \frac{\bar{R}T}{\bar{v} - b} - \frac{a}{\bar{v}(\bar{v} + b)T^{1/2}} \tag{11.7}$$

Esta equação, proposta em 1949, é principalmente de natureza empírica, sem justificativa rigorosa em termos de argumentos moleculares. A equação de Redlich-Kwong é explícita para a pressão, e não para o volume específico ou a temperatura. Assim como a equação de van der Waals, a equação de Redlich-Kwong apresenta o volume específico elevado ao cubo.

Embora em relação à equação de van der Waals a equação de Redlich-Kwong seja um pouco mais difícil de ser manipulada matematicamente, ela é mais precisa, particularmente em pressões mais elevadas. Nos últimos anos, foram propostas diversas formas modificadas desta equação no sentido de se obter uma melhor precisão. A equação de Redlich-Kwong com duas constantes tem um desempenho melhor do que algumas equações de estado que possuem várias constantes ajustáveis; ainda assim, as equações de estado com duas constantes tendem a apresentar precisão limitada na medida em que a pressão (ou a massa específica) aumenta. Uma melhor precisão nesses estados normalmente exige equações com um número maior de constantes ajustáveis.

CÁLCULO DE *a* E *b*. Como no caso da equação de van der Waals, as constantes a e b na Eq. 11.7 podem ser determinadas para uma substância especificada pelo ajuste da equação aos dados de p–v–T, sendo necessários diversos conjuntos de constantes para representar com precisão todos os estados de interesse. De modo alternativo, pode ser calculado um único conjunto de constantes em termos da pressão crítica e da temperatura crítica a partir das Eqs. 11.3, como no caso da equação de van der Waals. O resultado é

$$a = a'\frac{\bar{R}^2T_c^{5/2}}{p_c} \qquad \text{e} \qquad b = b'\frac{\bar{R}T_c}{p_c} \tag{11.8}$$

sendo $a' = 0{,}42748$ e $b' = 0{,}08664$. O cálculo dessas constantes é deixado como exercício. Os valores das constantes a e b de Redlich-Kwong, determinados a partir das Eqs. 11.8 para várias substâncias comuns, são fornecidos na Tabela A-24 para pressão em bar, volume específico em m³/kmol e temperatura em K. Os valores de a e b para as mesmas substâncias são fornecidos na Tabela A-24E para pressão em atm, volume específico em ft³/lbmol e temperatura em °R.

FORMA GENERALIZADA. Introduzindo-se o fator de compressibilidade Z, a temperatura reduzida T_R, o volume específico pseudo-reduzido v'_R e as expressões anteriores para a e b, pode-se escrever a equação de Redlich-Kwong como

$$Z = \frac{v'_R}{v'_R - b'} - \frac{a'}{(v'_R + b')T_R^{3/2}} \tag{11.9}$$

A Eq. 11.9 pode ser calculada para valores fornecidos de v'_R e T_R, e os valores resultantes para Z são localizados em um diagrama generalizado de compressibilidade para mostrar as regiões em que a equação funciona satisfatoriamente. Com as constantes dadas pelas Eqs. 11.8, o fator de compressibilidade no ponto crítico fornecido pela equação de Redlich-Kwong é $Z_c = 0{,}333$, o qual se encontra bem no final da faixa de valores para a maior parte das substâncias, indicando que é esperada uma falta de precisão na vizinhança do ponto crítico.

No Exemplo 11.1, a pressão de um gás é determinada por meio de três equações de estado e do diagrama generalizado de compressibilidade. Os resultados são comparados.

Exemplo 11.1 COMPARAÇÃO DAS EQUAÇÕES DE ESTADO

Um reservatório cilíndrico contendo 4,0 kg de gás monóxido de carbono a −50°C tem diâmetro interno de 0,2 m e comprimento de 1 m. Determine a pressão, em bar, exercida pelo gás utilizando **(a)** o diagrama generalizado de compressibilidade, **(b)** a equação de estado de gás ideal, **(c)** a equação de estado de van der Waals e **(d)** a equação de estado de Redlich-Kwong. Compare os resultados obtidos.

Solução

Dado: Um reservatório cilíndrico de dimensões conhecidas contém 4,0 kg de gás CO a −50°C.

Pede-se: Determine a pressão exercida pelo gás utilizando quatro métodos alternativos.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

D = 0,2 m
L = 1 m
4 kg CO gás a −50°C

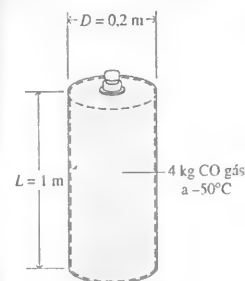



Fig. E11.1

Modelo de Engenharia:

1. Conforme mostra a figura, considera-se que o sistema fechado é o gás.
2. O sistema está em equilíbrio.

Análise: O volume específico molar do gás é necessário em cada item da solução. Assim, inicia-se a análise por calculá-lo. O volume ocupado pelo gás é

$$V = \left(\frac{\pi D^2}{4}\right)L = \frac{\pi(0{,}2\text{ m})^2(1.0\text{ m})}{4} = 0{,}0314\text{ m}^3$$

Portanto, o volume específico molar vale

$$\bar{v} = Mv = M\left(\frac{V}{m}\right) = \left(28\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}\right)\left(\frac{0.0314\text{ m}^3}{4{,}0\text{ kg}}\right) = 0{,}2198\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}$$

(a) Pela Tabela A-1 para o CO, $T_c = 133$ K e $p_c = 35$ bar. Assim, a temperatura reduzida T_R e o volume específico pseudo-reduzido v'_R são, respectivamente,

$$T_R = \frac{223\text{ K}}{133\text{ K}} = 1{,}68$$

$$v'_R = \frac{\bar{v}p_c}{\bar{R}T_c} = \frac{(0{,}2198\text{ m}^3/\text{kmol})(35 \times 10^5\text{ N/m}^2)}{(8314\text{ N}\cdot\text{m/kmol}\cdot\text{K})(133\text{ K})} = 0{,}696$$

Consultando-se o diagrama da Fig. A-2, tem-se $Z \approx 0{,}9$. Resolvendo-se $Z = p\bar{v}/\bar{R}T$ para a pressão e substituindo-se os valores conhecidos, obtém-se

$$p = \frac{Z\bar{R}T}{\bar{v}} = \frac{0{,}9(8314\ \text{N}\cdot\text{m/kmol}\cdot\text{K})(223\ \text{K})}{(0{,}2198\ \text{m}^3/\text{kmol})}\left|\frac{1\ \text{bar}}{10^5\ \text{N/m}^2}\right| = 75{,}9\ \text{bar}$$

(b) A equação de estado de gás ideal fornece

$$p = \frac{\bar{R}T}{\bar{v}} = \frac{(8314\ \text{N}\cdot\text{m/kmol}\cdot\text{K})(223\ \text{K})}{(0{,}2198\ \text{m}^3/\text{kmol})}\left|\frac{1\ \text{bar}}{10^5\ \text{N/m}^2}\right| = 84{,}4\ \text{bar}$$

(c) Para o monóxido de carbono, as constantes de van der Waals a e b expressas pelas Eqs. 11.4 podem ser lidas diretamente da Tabela A-24. Assim,

$$a = 1{,}474\ \text{bar}\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}\right)^2 \quad \text{e} \quad b = 0{,}0395\ \frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}$$

Substituindo esses valores na Eq. 11.2, obtemos

$$\begin{aligned} p &= \frac{\bar{R}T}{\bar{v} - b} - \frac{a}{\bar{v}^2} \\ &= \frac{(8314\ \text{N}\cdot\text{m/kmol}\cdot\text{K})(223\ \text{K})}{(0{,}2198 - 0{,}0395)(\text{m}^3/\text{kmol})}\left|\frac{1\ \text{bar}}{10^5\ \text{N/m}^2}\right| - \frac{1{,}474\ \text{bar}\ (\text{m}^3/\text{kmol})^2}{(0{,}2198\ \text{m}^3/\text{kmol})^2} \\ &= 72{,}3\ \text{bar} \end{aligned}$$

De modo alternativo, os valores para v'_R e T_R obtidos na solução do item (a) podem ser substituídos na Eq. 11.5, fornecendo $Z = 0{,}86$. Portanto, com $p = Z\bar{R}T/\bar{v}$, $p = 72{,}5$ bar. A pequena diferença é atribuída ao arredondamento.

(d) Para o monóxido de carbono, as constantes de Redlich-Kwong dadas pelas Eqs. 11.8 podem ser lidas diretamente da Tabela A-24. Assim,

$$a = \frac{17{,}22\ \text{bar}\ (\text{m}^6)(\text{K})^{1/2}}{(\text{kmol})^2} \quad \text{e} \quad b = 0{,}02737\ \text{m}^3/\text{kmol}$$

Substituindo-se na Eq. 11.7, tem-se

$$\begin{aligned} p &= \frac{\bar{R}T}{\bar{v} - b} - \frac{a}{\bar{v}(\bar{v} + b)T^{1/2}} \\ &= \frac{(8314\ \text{N}\cdot\text{m/kmol}\cdot\text{K})(223\ \text{K})}{(0{,}2198 - 0{,}02737)\ \text{m}^3/\text{kmol}}\left|\frac{1\ \text{bar}}{10^5\ \text{N/m}^2}\right| - \frac{17{,}22\ \text{bar}}{(0{,}2198)(0{,}24717)(223)^{1/2}} \\ &= 75{,}1\ \text{bar} \end{aligned}$$

De modo alternativo, os valores de v'_R e T_R obtidos na solução do item (a) podem ser substituídos na Eq. 11.9, fornecendo $Z = 0{,}89$. Assim, com $p = Z\bar{R}T/\bar{v}$, $p = 75{,}1$ bar. Em comparação ao valor do item (a), a equação de estado de gás ideal prevê uma pressão que é 11% maior, e a equação de van der Waals fornece um valor que é 5% menor. O valor de Redlich-Kwong é aproximadamente 1% menor que o valor obtido por meio do diagrama de compressibilidade.

Utilizando os valores da pressão e de T_R obtidos no item (a), verifique o valor de Z utilizando a Fig. A-2.

Resposta $Z \approx 0{,}9$.

11.1.3 Equações de Estado com Múltiplas Constantes

Para ajustar os dados da relação p–v–T dos gases para uma ampla faixa de estados, Beattie e Bridgeman propuseram, em 1928, uma equação explícita para a pressão que envolva cinco constantes além da constante do gás. A ***equação de Beattie-Bridgeman*** pode ser expressa em uma forma virial truncada como

equação de Beattie-Bridgeman

$$p = \frac{\bar{R}T}{\bar{v}} + \frac{\beta}{\bar{v}^2} + \frac{\gamma}{\bar{v}^3} + \frac{\delta}{\bar{v}^4} \tag{11.10}$$

em que

$$\begin{aligned} \beta &= B\bar{R}T - A - c\bar{R}/T^2 \\ \gamma &= -Bb\bar{R}T + Aa - Bc\bar{R}/T^2 \\ \delta &= Bbc\bar{R}/T^2 \end{aligned} \tag{11.11}$$

As cinco constantes a, b, c, A e B que aparecem nessas equações são determinadas pelo ajuste de uma curva aos dados experimentais.

Benedict, Webb e Rubin estenderam a equação de estado de Beattie-Bridgeman de modo a atender a uma faixa de estados mais ampla. A equação resultante, envolvendo oito constantes além da constante do gás, tem sido particularmente bem-sucedida na predição do comportamento p–v–T de *hidrocarbonetos leves*. A ***equação de Benedict-Webb-Rubin*** é

equação de Benedict-Webb-Rubin

$$p = \frac{\bar{R}T}{\bar{v}} + \left(B\bar{R}T - A - \frac{C}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{(b\bar{R}T - a)}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)\exp\left(-\frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right) \tag{11.12}$$

Os valores das constantes que aparecem na Eq. 11.12 para cinco substâncias comuns são dados na Tabela A-24 para pressão em bar, volume específico em m³/kmol e temperatura em K. Os valores das constantes para as mesmas substâncias são dados na Tabela A-24E para pressão em atm, volume específico em ft³/lbmol e temperatura em °R. Como a Eq. 11.2 tem sido muito bem-sucedida, seu domínio de aplicação tem sido ampliado pela introdução de constantes adicionais.

As Eqs. 11.10 e 11.12 são meras representantes das equações de estado com múltiplas constantes. Muitas outras equações com múltiplas constantes têm sido propostas. Com os computadores de alta velocidade, têm sido desenvolvidas equações com 50 ou mais constantes para representar o comportamento p–v–T de diferentes substâncias.

11.2 Relações Matemáticas Importantes

Os valores de duas propriedades intensivas independentes são suficientes para definir o estado de um sistema compressível simples de composição e massa especificadas (Seção 3.1). Todas as demais propriedades intensivas podem ser determinadas como funções das duas propriedades independentes: $p = p(T, v)$, $u = u(T, v)$, $h = h(T, v)$ e assim por diante. Todas essas são funções de duas variáveis independentes da forma $z = z(x, y)$, sendo x e y as variáveis independentes. Pode-se também recordar que a diferencial de cada propriedade é *exata* (Seção 2.2.1). As diferenciais de grandezas que não são propriedades, como trabalho e calor, são inexatas. Vamos fazer agora um breve resumo de alguns conceitos do cálculo sobre funções de duas variáveis independentes e suas diferenciais.

A ***diferencial exata*** de uma função z, contínua em função das variáveis x e y, é

diferencial exata

$$dz = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dx + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x dy \tag{11.13a}$$

De maneira alternativa, esta expressão pode ser escrita como

$$dz = M\,dx + N\,dy \tag{11.13b}$$

em que $M = (\partial z/\partial x)_y$ e $N = (\partial z/\partial y)_x$. O coeficiente M é a derivada parcial de z em relação a x (mantendo-se constante a variável y). Analogamente, N é a derivada parcial de z em relação a y (mantendo-se constante a variável x).

Se os coeficientes M e N tiverem derivadas parciais de primeira ordem contínuas, a ordem em que se efetua uma segunda derivada parcial da função z não afeta o resultado. Ou seja,

$$\frac{\partial}{\partial y}\left[\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y\right]_x = \frac{\partial}{\partial x}\left[\left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x\right]_y \tag{11.14a}$$

ou

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y \tag{11.14b}$$

o que pode ser chamado de ***teste de exatidão***, conforme discutido a seguir.

teste de exatidão

Resumindo, as Eqs. 11.14 indicam que as derivadas parciais de segunda ordem cruzadas da função z são iguais. A relação nas Eqs. 11.14 é ao mesmo tempo uma condição necessária e suficiente para a *exatidão* de uma expressão diferencial e, em conseqüência, pode ser utilizada como um teste de exatidão. Quando uma expressão tal como $M\,dx + N\,dy$ não passa nesse teste, não existe uma função z cuja diferencial seja igual a esta expressão. Em termodinâmica, a Eq. 11.14, em geral, não

é utilizada para testar a exatidão, mas sim para desenvolver outras relações entre as propriedades. Isto é exemplificado na Seção 11.3

Duas outras relações entre derivadas parciais para as quais são encontradas aplicações em seções posteriores deste capítulo são listadas a seguir. São elas

$$\left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)_z = 1 \tag{11.15}$$

e

$$\left(\frac{\partial y}{\partial z}\right)_x \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z = -1 \tag{11.16}$$

➡ **POR EXEMPLO...** considere as três grandezas x, y e z, das quais duas podem ser escolhidas como variáveis independentes. Pode-se, assim, escrever $x = x(y, z)$ e $y = y(x, z)$. As diferenciais dessas funções são, respectivamente,

$$dx = \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z dy + \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y dz \qquad \text{e} \qquad dy = \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)_z dx + \left(\frac{\partial y}{\partial z}\right)_x dz$$

Eliminando dy entre essas duas equações, obtém-se

$$\left[1 - \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)_z\right] dx = \left[\left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z \left(\frac{\partial y}{\partial z}\right)_x + \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y\right] dz \tag{11.17}$$

Uma vez que x e z podem variar independentemente, mantém-se z constante e varia-se x. Isto é, seja $dz = 0$ e $dx \neq 0$. Segue-se então da Eq. 11.17 que o coeficiente de dx deve ser nulo, logo a Eq. 11.15 deve ser satisfeita. Analogamente, quando $dx = 0$ e $dz \neq 0$, o coeficiente de dz na Eq. 11.17 deve ser nulo. Introduzindo a Eq. 11.15 na expressão resultante e arrumando os termos, obtém-se a Eq. 11.16. Os detalhes são deixados como exercício. ⬅

APLICAÇÃO. Uma equação de estado $p = p(T, v)$ representa um exemplo específico de uma função de duas variáveis independentes. As derivadas parciais $(\partial p/\partial T)_v$ e $(\partial p/\partial v)_T$ de $p(T, v)$ são importantes para discussões posteriores. A grandeza $(\partial p/\partial T)_v$ é a derivada parcial de p em relação a T (a variável v é a que se mantém constante). Esta derivada parcial representa a inclinação em um ponto de uma linha de volume específico constante (isométrica) projetada no plano p–T. Analogamente, a derivada parcial $(\partial p/\partial v)_T$ é a derivada parcial de p em relação a v (sendo a variável T a que se mantém constante). Esta derivada parcial representa a inclinação em um ponto de uma linha de temperatura constante (isoterma) projetada no plano p–v. As derivadas parciais $(\partial p/\partial T)_v$ e $(\partial p/\partial v)_T$ são, por sua vez, propriedades intensivas porque têm valores únicos em cada estado.

As superfícies p–v–T mostradas nas Figs. 3.1 e 3.2 são representações gráficas de funções da forma $p = p(v, T)$. A Fig. 11.1 mostra as regiões de líquido, vapor e de duas fases de uma superfície p–v–T projetada nos planos p–v e p–T. Observando primeiro a Fig. 11.1*a*, perceba que diversas isotermas estão esboçadas. Nas regiões de uma única fase, a derivada parcial $(\partial p/\partial v)_T$ fornecendo a inclinação é negativa em cada estado ao longo de uma isoterma, exceto no ponto crítico, onde a derivada parcial

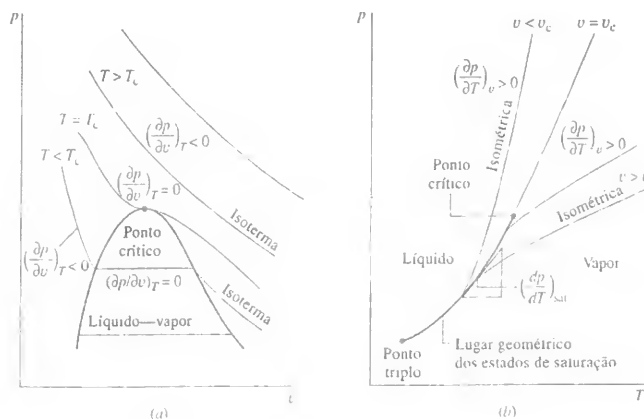



Fig. 11.1 Diagramas utilizados na discussão das propriedades $(\partial p/\partial v)_T$ e $(\partial p/\partial T)_v$. (*a*) Diagrama p–v. (*b*) Diagrama de fases.

é nula. Como as isotermas são horizontais na região de duas fases líquido–vapor, a derivada parcial $(\partial p/\partial v)_T$ também é nula nessa região. Para esses estados, a pressão é independente do volume específico e é uma função apenas da temperatura: $p = p_{sat}(T)$.

A Fig. 11.1*b* mostra as regiões de líquido e de vapor com várias isométricas (linhas de volume específico constante) sobrepostas. Nas regiões de uma única fase, as isométricas são aproximadamente retas ou levemente curvadas e a derivada parcial $(\partial p/\partial T)_v$ é positiva em cada estado ao longo das curvas. Para os estados de duas fases líquido–vapor correspondendo a um valor especificado de temperatura, a pressão é independente do volume específico e é determinada apenas pela temperatura. Portanto, as inclinações das isométricas que passam através dos estados de duas fases e que correspondem a uma temperatura especificada são todas iguais, sendo definidas pela inclinação da curva de saturação àquela temperatura, representada simplesmente por $(dp/dT)_{sat}$. Para esses estados de duas fases, $(\partial p/\partial T)_v = (dp/dT)_{sat}$.

Nesta seção, foram apresentados aspectos importantes de funções de duas variáveis. O exemplo a seguir ilustra algumas dessas idéias utilizando a equação de estado de van der Waals.

Exemplo 11.2 APLICAÇÃO DAS RELAÇÕES MATEMÁTICAS

Para a equação de estado de van der Waals, **(a)** determine uma expressão para a diferencial exata dp, **(b)** mostre que as derivadas parciais de segunda ordem cruzadas do resultado obtido no item (a) são iguais, e **(c)** desenvolva uma expressão para a derivada parcial $(\partial v/\partial T)_p$.

Solução

Dado: A equação de estado é a equação de van der Waals.

Pede-se: Determine a diferencial dp, mostre que as derivadas parciais de segunda ordem cruzadas de dp são iguais e desenvolva uma expressão para $(\partial v/\partial T)_p$.

Análise:

(a) Por definição, a diferencial de uma função $p = p(T, v)$ é

$$dp = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T dv$$

As derivadas parciais que aparecem nesta diferencial, obtidas da equação de van der Waals expressa como $p = RT/(v - b) - a/v^2$, são

$$M = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v - b}, \qquad N = \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T = -\frac{RT}{(v - b)^2} + \frac{2a}{v^3}$$

Conseqüentemente, a diferencial pode ser escrita como

$$dp = \left(\frac{R}{v - b}\right) dT + \left[\frac{-RT}{(v - b)^2} + \frac{2a}{v^3}\right] dv$$

(b) Calculando as derivadas parciais de segunda ordem cruzadas, temos

$$\left(\frac{\partial M}{\partial v}\right)_T = \frac{\partial}{\partial v}\left[\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v\right]_T = -\frac{R}{(v - b)^2}$$

$$\left(\frac{\partial N}{\partial T}\right)_v = \frac{\partial}{\partial T}\left[\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T\right]_v = -\frac{R}{(v - b)^2}$$

Portanto, as derivadas parciais de segunda ordem cruzadas são iguais, conforme se esperava

(c) Uma expressão para $(\partial v/\partial T)_p$ pode ser deduzida utilizando-se as Eqs. 11.15 e 11.16. Assim, com $x = p$, $y = v$ e $z = T$, a Eq. 11.16 fornece

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v = -1$$

ou

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = -\frac{1}{(\partial p/\partial v)_T(\partial T/\partial p)_v}$$

Portanto, com $x = T$, $y = p$ e $z = v$, a Eq. 11.15 fornece

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v = \frac{1}{(\partial p/\partial T)_v}$$

Combinando esses resultados, obtemos

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = -\frac{(\partial p/\partial T)_v}{(\partial p/\partial v)_T}$$

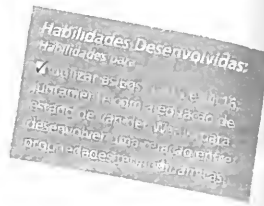
O numerador e o denominador desta expressão foram calculados no item (a); assim,

❶ $$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = -\frac{R/(v-b)}{[-RT/(v-b)^2 + 2a/v^3]}$$

que é o valor desejado.

❶ Como a equação de van der Waals apresenta o volume específico elevado ao cubo, ela só pode ser resolvida para $v(T,p)$ em certos estados. O item (c) mostra como a derivada parcial $(\partial v/\partial T)_p$ pode ser calculada para os estados em que ela exista.

Teste-Relâmpago

Utilizando os resultados obtidos, desenvolva uma expressão para $\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$ de um gás ideal.
Resposta v/T.

11.3 Desenvolvimento de Relações entre Propriedades

Nesta seção são desenvolvidas diversas relações importantes entre propriedades, incluindo as expressões conhecidas como relações de *Maxwell*. Apresenta-se também o conceito de *função termodinâmica fundamental*. Esses resultados, que são importantes para discussões posteriores, são obtidos para sistemas compressíveis simples de composição química fixa, a partir do conceito de uma diferencial exata.

11.3.1 Diferenciais Exatas Principais

Os principais resultados desta seção são obtidos a partir das Eqs. 11.18, 11.19, 11.22 e 11.23. As duas primeiras equações são deduzidas na Seção 6.3, onde foram referenciadas como *equações T ds*. Para os objetivos da presente seção, é conveniente expressá-las como

$$du = T\,ds - p\,dv \tag{11.18}$$

$$dh = T\,ds + v\,dp \tag{11.19}$$

As outras duas equações utilizadas para se obterem os resultados desta seção envolvem, respectivamente, a ***função de Helmholtz*** específica ψ definida por

função de Helmholtz

$$\psi = u - Ts \tag{11.20}$$

e a ***função de Gibbs*** específica g, definida por

função de Gibbs

$$g = h - Ts \tag{11.21}$$

As funções de Helmholtz e Gibbs são propriedades porque ambas são definidas em termos de propriedades. Por inspeção das Eqs. 11.20 e 11.21, as unidades de ψ e g são idênticas às de u e h. Estas duas novas propriedades são introduzidas unicamente porque contribuem para a presente discussão e, por ora, nenhum significado físico precisa estar associado a elas.

Formando-se a diferencial $d\psi$ tem-se

$$d\psi = du - d(Ts) = du - T\,ds - s\,dT$$

Substituindo a Eq. 11.18 nesta equação, obtém-se

$$d\psi = -p\,dv - s\,dT \tag{11.22}$$

Analogamente, formando a diferencial dg, tem-se

$$dg = dh - d(Ts) = dh - T\,ds - s\,dT$$

Substituindo a Eq. 11.19 nesta equação, obtém-se

$$dg = v\,dp - s\,dT \tag{11.23}$$

11.3.2 Relações entre Propriedades a Partir de Diferenciais Exatas

As quatro equações diferenciais aqui apresentadas, Eqs. 11.18, 11.19, 11.22 e 11.23, formam uma base para a definição de várias relações importantes entre propriedades. Uma vez que somente propriedades estão envolvidas, cada uma dessas é uma diferencial exata que exibe a forma geral $dz = M\,dx + N\,dy$ considerada na Seção 11.2. Na base dessas diferenciais exatas estão, respectivamente, funções da forma $u(s, v)$, $h(s, p)$, $\psi(v, T)$ e $g(T, p)$. Essas funções são agora consideradas na ordem fornecida.

A diferencial da função $u = u(s, v)$ é

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial s}\right)_v ds + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_s dv$$

Por comparação com a Eq. 11.18, conclui-se que

$$T = \left(\frac{\partial u}{\partial s}\right)_v \tag{11.24}$$

$$-p = \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_s \tag{11.25}$$

A diferencial da função $h = h(s, p)$ é

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p ds + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_s dp$$

Por comparação com a Eq. 11.19, conclui-se que

$$T = \left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p \tag{11.26}$$

$$v = \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_s \tag{11.27}$$

Analogamente, os coeficientes $-p$ e $-s$ da Eq. 11.22 são derivadas parciais de $\psi(v, T)$. Ou seja,

$$-p = \left(\frac{\partial \psi}{\partial v}\right)_T \tag{11.28}$$

$$-s = \left(\frac{\partial \psi}{\partial T}\right)_v \tag{11.29}$$

e os coeficientes v e $-s$ da Eq. 11.23 são derivadas parciais de $g(T, p)$:

$$v = \left(\frac{\partial g}{\partial p}\right)_T \tag{11.30}$$

$$-s = \left(\frac{\partial g}{\partial T}\right)_p \tag{11.31}$$

Uma vez que cada uma dessas quatro diferenciais é exata, as derivadas parciais de segunda ordem cruzadas são iguais. Assim, na Eq. 11.18, T está associada a M na Eq. 11.14b e $-p$ está associada a N na Eq. 11.14b. Portanto,

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_v \tag{11.32}$$

Na Eq. 11.19, T e v estão associadas, respectivamente, a M e N na Eq. 11.14b. Assim,

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p \tag{11.33}$$

Analogamente, das Eqs. 11.22 e 11.23 tem-se que

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T \qquad (11.34)$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = -\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T \qquad (11.35)$$

relações de Maxwell

As Eqs. 11.32 a 11.35 são conhecidas como ***relações de Maxwell***.

Uma vez que cada uma das propriedades T, p, v e s aparecem no lado esquerdo de duas das oito equações, as Eqs. 11.24 a 11.31, quatro relações adicionais entre propriedades podem ser obtidas igualando-se essas expressões. São elas:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial s}\right)_v = \left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p, \quad \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_s = \left(\frac{\partial \psi}{\partial v}\right)_T$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_s = \left(\frac{\partial g}{\partial p}\right)_T, \quad \left(\frac{\partial \psi}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{\partial g}{\partial T}\right)_p \qquad (11.36)$$

As Eqs. 11.24 a 11.36, que são listadas na Tabela 11.1 para fácil referência, representam 16 relações entre propriedades obtidas a partir das Eqs. 11.18, 11.19, 11.22 e 11.23, a partir do conceito de diferencial exata. Uma vez que as Eqs. 11.19, 11.22 e 11.23 podem, por sua vez, ser deduzidas a partir da Eq. 11.18, fica claro o papel importante da primeira equação $T\,dS$ no desenvolvimento de relações entre propriedades.

A utilidade dessas 16 relações entre propriedades será demonstrada em seções posteriores deste capítulo. Porém, para darmos agora um exemplo específico, suponha que a derivada parcial $(\partial s/\partial v)_T$ envolvendo entropia seja necessária para um determinado objetivo. A relação de Maxwell, Eq. 11.34, permitiria a determinação da derivada através do cálculo da derivada parcial $(\partial p/\partial T)_v$, que só pode ser obtida a partir de dados de p–v–T. Outras considerações são fornecidas no Exemplo 11.3.

Tabela 11.1

Resumo das Relações entre Propriedades a Partir de Diferenciais Exatas

Relações básicas:

de $u = u(s, v)$

$$T = \left(\frac{\partial u}{\partial s}\right)_v \qquad (11.24)$$

$$-p = \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_s \qquad (11.25)$$

de $h = h(s, p)$

$$T = \left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p \qquad (11.26)$$

$$v = \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_s \qquad (11.27)$$

de $\psi = \psi(v, T)$

$$-p = \left(\frac{\partial \psi}{\partial v}\right)_T \qquad (11.28)$$

$$-s = \left(\frac{\partial \psi}{\partial T}\right)_v \qquad (11.29)$$

de $g = g(T, p)$

$$v = \left(\frac{\partial g}{\partial p}\right)_T \qquad (11.30)$$

$$-s = \left(\frac{\partial g}{\partial T}\right)_p \qquad (11.31)$$

Relações de Maxwell:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_v \qquad (11.32)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p \qquad (11.33)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T \qquad (11.34)$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = -\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T \qquad (11.35)$$

Relações adicionais:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial s}\right)_v = \left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p \qquad \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_s = \left(\frac{\partial \psi}{\partial v}\right)_T \qquad (11.36)$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_s = \left(\frac{\partial g}{\partial p}\right)_T \qquad \left(\frac{\partial \psi}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{\partial g}{\partial T}\right)_p$$

Exemplo 11.3 APLICAÇÃO DAS RELAÇÕES DE MAXWELL

Calcule a derivada parcial $(\partial s/\partial v)_T$ para a água na condição de vapor no estado fixado por uma temperatura de 240°C e um volume específico de 0,4646 m³/kg. **(a)** Utilize a equação de estado de Redlich-Kwong e uma relação de Maxwell apropriada. **(b)** Verifique o valor obtido utilizando os dados da tabela de vapor.

Solução

Dado: O sistema consiste em uma quantidade fixa de água na condição de vapor a 240°C e 0,4646 m³/kg.

Pede-se: Determine a derivada parcial $(\partial s/\partial v)_T$ empregando a equação de estado de Redlich-Kwong, juntamente com uma relação de Maxwell. Verifique o valor obtido utilizando os dados da tabela de vapor.

Modelo de Engenharia:

1. O sistema consiste em uma quantidade fixa de água em um estado de equilíbrio conhecido.
2. Os valores precisos para $(\partial s/\partial T)_v$ nas vizinhanças do estado fornecido podem ser determinados a partir da equação de estado de Redlich-Kwong.

Análise:

(a) A relação de Maxwell dada pela Eq. 11.34 nos permite determinar $(\partial s/\partial v)_T$ a partir da relação p–v–T. Ou seja,

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v$$

A derivada parcial $(\partial p/\partial T)_v$ obtida da equação de Redlich-Kwong, Eq. 11.7, é

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \frac{\bar{R}}{\bar{v} - b} + \frac{a}{2\bar{v}(\bar{v} + b)T^{3/2}}$$

No estado especificado, a temperatura é de 513 K e o volume específico em uma base molar vale

$$\bar{v} = 0{,}4646\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\left(\frac{18{,}02\ \text{kg}}{\text{kmol}}\right) = 8{,}372\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}$$

Pela Tabela A-24, obtém-se

$$a = 142{,}59\ \text{bar}\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}\right)^2(\text{K})^{1/2}, \qquad b = 0{,}0211\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}$$

Substituindo esses valores na expressão para $(\partial p/\partial T)_v$, temos

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \frac{\left(8314\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kmol}\cdot\text{K}}\right)}{(8{,}372 - 0{,}0211)\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}} + \frac{142{,}59\ \text{bar}\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}\right)^2(\text{K})^{1/2}}{2\left(8{,}372\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}\right)\left(8{,}3931\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}\right)(513\ \text{K})^{3/2}}\left|\frac{10^5\ \text{N/m}^2}{1\ \text{bar}}\right|$$

$$= \left(1004{,}3\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{m}^3\cdot\text{K}}\right)\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N}\cdot\text{m}}\right|$$

$$= 1{,}0043\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\cdot\text{K}}$$

Consequentemente,

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = 1{,}0043\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\cdot\text{K}}$$

(b) Pode-se estimar um valor para $(\partial s/\partial v)_T$ utilizando um método gráfico com a tabela de vapor, do seguinte modo: a 240°C, a Tabela A-4 fornece os seguintes valores tabelados para entropia específica s e volume específico v:

	T = 240°C	
p (bar)	s (kJ/kg · K)	v (m³/kg)
1,0	7,9949	2,359
1,5	7,8052	1,570
3,0	7,4774	0,781
5,0	7,2307	0,4646
7,0	7,0641	0,3292
10,0	6,8817	0,2275

Com os valores de s e v listados na tabela, desenha-se o gráfico mostrado na Fig. E11.3*a*, que fornece s em função de v. Observe que o gráfico mostra uma linha representando a tangente à curva no estado fornecido. A pressão nesse estado é de 5 bar. A inclinação da tangente é $(\partial s/\partial v)_T \approx 1{,}0$ kJ/m³.K. Assim, o valor de $(\partial s/\partial v)_T$ obtido pela equação de Redlich-Kwong é bem próximo do valor determinado graficamente a partir dos dados da tabela de vapor.

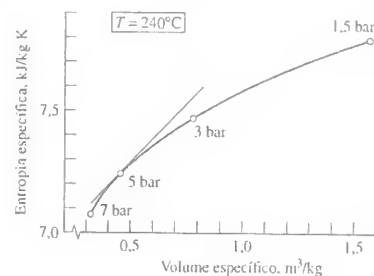



Fig. E11.3a

Solução Alternativa: De modo alternativo, pode-se estimar a derivada parcial $(\partial s/\partial v)_T$ utilizando-se procedimentos numéricos e dados gerados por um computador. O código *IT* a seguir mostra *uma maneira* pela qual a derivada parcial, designada por **dsdv**, pode ser estimada:

```
v = 0.4646 // m³/kg
T = 240 // °C
v2 = v + dv
v1 = v – dv
dv = 0.2
v2 = v_PT ("Água/Vapor", p2, T)
v1 = v_PT ("Água/Vapor", p1, T)
s2 = s_PT ("Água/Vapor", p2, T)
s1 = s_PT ("Água/Vapor", p1, T)
dsdv = (s2 – s1)/(v2 – v1)
```

Utilizando o botão **Explore**, varie dv de 0,0001 até 0,2 em passos de 0,001. Em seguida, utilizando o botão **Graph**, você pode gerar o seguinte gráfico:

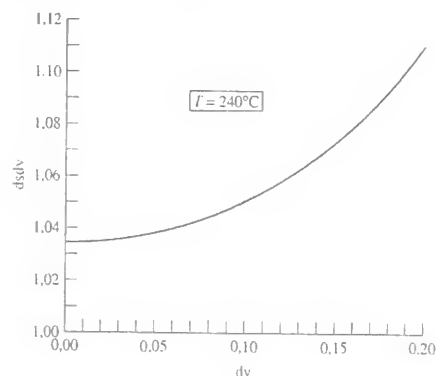



Fig. E11.3b

Com base nos dados gerados pelo computador, a interseção da curva com o eixo das ordenadas (dsdv) ocorre em

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \lim_{\Delta v \to 0}\left(\frac{\Delta s}{\Delta v}\right)_T \approx 1{,}033 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \cdot \text{K}}$$

Esta resposta é uma estimativa porque foi obtida através de uma aproximação numérica da derivada parcial baseada na equação de estado que dá origem às *tabelas de vapor*. Os valores obtidos a partir da equação de estado de Redlich-Kwong e o método gráfico estão em acordo com esse resultado.

É deixado como exercício mostrar que, de acordo com a Eq. 11.34, o valor de $(\partial p/\partial T)_v$ estimado através de um procedimento similar ao utilizado para $(\partial s/\partial v)_T$ estaria em acordo com o resultado aqui mostrado.

Teste-Relâmpago

Calcule o valor do fator de compressibilidade Z para o vapor a uma temperatura $T = 240$°C, um volume específico $v = 0{,}4646$ m³/kg e uma pressão $p = 5$ bar.

Resposta 0,981.

11.3.3 Funções Termodinâmicas Fundamentais

Uma *função termodinâmica fundamental* fornece uma descrição completa do estado termodinâmico. No caso de uma substância pura com duas propriedades independentes, a ***função termodinâmica fundamental*** pode assumir uma das seguintes quatro formas:

$$u = u(s, v)$$
$$h = h(s, p)$$
$$\psi = \psi(T, v) \qquad (11.37)$$
$$g = g(T, p)$$

função fundamental

Das quatro funções fundamentais listadas nas Eqs. 11.37, a função de Helmholtz ψ e a função de Gibbs g são as mais importantes para as discussões subseqüentes (veja a Seção 11.6.2). Por esta razão, discute-se o conceito de função fundamental em relação a ψ e g.

Em princípio, todas as propriedades de interesse podem ser determinadas a partir de uma função termodinâmica fundamental através de diferenciação e combinação. ➡ **POR EXEMPLO...** considere uma função fundamental da forma $\psi(T, v)$. As propriedades v e T, sendo as variáveis independentes, são especificadas de modo a fixar o estado. A pressão p nesse estado pode ser determinada pela Eq. 11.28 por diferenciação de $\psi(T, v)$. Analogamente, a entropia específica s no estado pode ser obtida por diferenciação a partir da Eq. 11.29. Por definição, $\psi = u - Ts$; portanto, a energia interna específica é obtida como

$$u = \psi + Ts$$

Conhecidos u, p e v, pode-se determinar a entalpia específica a partir da definição $h = u + pv$. De maneira análoga, a função de Gibbs específica é encontrada a partir da definição $g = h - Ts$. O calor específico c_v pode ser determinado através de mais uma diferenciação, $c_v = (\partial u/\partial T)_v$. Outras propriedades podem ser calculadas com operações análogas. ⬅

➡ **POR EXEMPLO...** considere uma função fundamental da forma $g(T, p)$. As propriedades T e p são fornecidas para fixar o estado. O volume específico e a entropia específica nesse estado podem ser determinados por diferenciação a partir das Eqs. 11.30 e 11.31, respectivamente. Por definição, $g = h - Ts$, de modo que a entalpia específica é obtida como

$$h = g + Ts$$

Conhecidos h, p e v, a energia interna específica pode ser obtida a partir de $u = h - pv$. O calor específico c_p pode ser determinado através de mais uma diferenciação, $c_p = (\partial h/\partial T)_p$. Outras propriedades podem ser calculadas com operações análogas. ⬅

Considerações similares aplicam-se a funções da forma $u(s, v)$ e $h(s, p)$, como se pode facilmente verificar. Observe que o diagrama de Mollier fornece uma representação gráfica da função fundamental $h(s, p)$.

11.4 Cálculo das Variações de Entropia, Energia Interna e Entalpia

Com a apresentação das relações de Maxwell, pode-se agora desenvolver relações termodinâmicas que permitam o cálculo de variações de entropia, energia interna e entalpia a partir de resultados experimentais obtidos para as propriedades. Esta apresentação inicia pela consideração de relações aplicáveis a mudanças de fase e, em seguida, aborda as relações para uso em regiões de uma única fase.

11.4.1 Considerações sobre a Mudança de Fase

O objetivo desta seção é desenvolver relações para o cálculo de variações de entropia específica, energia interna específica e entalpia específica que acompanham uma mudança de fase a temperatura e pressão fixas. A *equação de Clapeyron* desempenha um papel principal permitindo o cálculo da variação de entalpia durante a vaporização, sublimação ou fusão a uma temperatura constante a partir de dados de pressão–volume específico–temperatura (p–v–T) pertinentes à mudança de fase. Assim, a presente discussão fornece importantes exemplos de como as medidas de p–v–T podem conduzir à determinação de variações de outras propriedades, a saber Δs, Δu e Δh, para uma mudança de fase.

Considere uma mudança de fase de líquido saturado para vapor saturado a temperatura fixa. Para uma mudança de fase isotérmica, a pressão também permanece constante, e assim a Eq. 11.19 reduz-se a

$$dh = T\,ds$$

A integral desta expressão fornece

$$s_g - s_f = \frac{h_g - h_f}{T} \tag{11.38}$$

Assim, a variação na entropia específica que acompanha uma mudança de fase de líquido saturado para vapor saturado à temperatura T pode ser determinada a partir da temperatura e da variação na entalpia específica.

A variação da energia interna específica durante a mudança de fase pode ser determinada a partir da definição $h = u + pv$.

$$u_g - u_f = h_g - h_f - p(v_g - v_f) \tag{11.39}$$

Assim, a variação na energia interna específica que acompanha uma mudança de fase à temperatura T pode ser determinada a partir da temperatura e das variações de volume específico e entalpia.

EQUAÇÃO DE CLAPEYRON. A variação de entalpia específica necessária às Eqs. 11.38 e 11.39 pode ser obtida utilizando-se a equação de Clapeyron. Para se deduzir a equação de Clapeyron, inicia-se com a relação de Maxwell.

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v \tag{11.34}$$

Durante uma mudança de fase a temperatura constante, a pressão é independente do volume específico e é determinada apenas pela temperatura. Portanto, a quantidade $(\partial p/\partial T)_v$ é determinada pela temperatura e pode ser representada como

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{dp}{dT}\right)_{sat}$$

em que "sat" indica que a derivada é a inclinação da curva de pressão de saturação–temperatura no ponto determinado pela temperatura que se manteve constante durante a mudança de fase (Seção 11.2). Combinando as duas últimas equações, obtém-se

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{dp}{dT}\right)_{sat}$$

Como o lado direito desta equação é fixo quando a temperatura é especificada, a equação pode ser integrada para obter

$$s_g - s_f = \left(\frac{dp}{dT}\right)_{sat}(v_g - v_f)$$

Introduzindo a Eq. 11.38 nesta expressão, tem-se a ***equação de Clapeyron***.

equação de Clapeyron

$$\left(\frac{dp}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_g - h_f}{T(v_g - v_f)} \tag{11.40}$$

A Eq. 11.40 permite o cálculo de $(h_g - h_f)$ por meio apenas dos dados de p–v–T relativos à mudança de fase. Em situações em que a variação de entalpia também é medida, pode-se utilizar a equação de Clapeyron para verificar a consistência dos dados. Uma vez determinada a entalpia específica as correspondentes variações de entropia e de energia interna específicas podem ser obtidas a partir das Eqs. 11.38 e 11.39, respectivamente.

As Eqs. 11.38, 11.39 e 11.40 também podem ser escritas para sublimação ou fusão que ocorram a temperatura e pressão constantes. Em especial, a equação de Clapeyron seria estabelecida como

$$\left(\frac{dp}{dT}\right)_{sat} = \frac{h'' - h'}{T(v'' - v')} \tag{11.41}$$

na qual ″ e ′ denotam as respectivas fases, e $(dp/dT)_{sat}$ é a inclinação da curva de pressão de saturação–temperatura relevante.

A equação de Clapeyron mostra que a inclinação de uma linha de saturação em um diagrama de fase depende dos sinais das variações de entalpia e volume específicos que acompanham a mudança de fase. Na maioria dos casos, quando ocorre uma mudança de fase com um aumento na entalpia específica, o volume específico também aumenta, e $(dp/dT)_{sat}$ é positivo. Entretanto, no caso da fusão do gelo e de algumas outras poucas substâncias, o volume específico diminui durante a fusão. A inclinação da curva de sólido–líquido saturado para essas poucas substâncias é negativa, como foi mencionado na Seção 3.2.2 na discussão sobre diagramas de fase.

Uma forma aproximada da Eq. 11.40 pode ser deduzida quando as seguintes duas idealizações forem justificáveis: (1) v_f é desprezível em comparação a v_g e (2) a pressão é baixa o suficiente de modo que v_g pode ser calculado a partir da equação de estado de gás ideal como $v_g = RT/p$. Com isto, a Eq. 11.40 torna-se

$$\left(\frac{dp}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_g - h_f}{RT^2/p}$$

que pode ser arrumada, ficando

$$\left(\frac{d\ln p}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_g - h_f}{RT^2} \tag{11.42}$$

A Eq. 11.42 é chamada ***equação de Clausius-Clapeyron***. Uma expressão similar é aplicável ao caso da sublimação.

equação de Clausius-Clapeyron

O uso da equação de Clapeyron em qualquer uma dessa formas requer uma representação precisa da curva de pressão de saturação–temperatura relevante. Esta deve não apenas mostrar precisamente a variação pressão–temperatura, mas também permitir a determinação de valores precisos da derivada $(dp/dT)_{sat}$. A representação analítica em forma de equações é comumente utilizada. Podem ser necessárias equações diferentes para trechos diferentes das curvas pressão–temperatura. Essas equações podem envolver várias constantes. Uma forma que é utilizada para as curvas de pressão de vapor é a equação a quatro constantes

$$\ln p_{sat} = A + \frac{B}{T} + C\ln T + DT$$

na qual as constantes A, B, C e D são determinadas empiricamente.

O uso da equação de Clapeyron para o cálculo das variações de entalpia, energia interna e entropia específicas que acompanham uma mudança de fase a T e p fixos é ilustrado no exemplo a seguir.

Exemplo 11.4 APLICAÇÃO DA EQUAÇÃO DE CLAPEYRON

Utilizando os dados da relação p–v–T para água saturada, calcule a 100°C **(a)** $h_g - h_f$, **(b)** $u_g - u_f$, **(c)** $s_g - s_f$. Compare o resultado com o respectivo valor obtido pela tabela de vapor.

Solução

Dado: O sistema consiste em uma massa unitária de água saturada a 100°C.

Pede-se: Utilizando os dados de saturação, determine, a 100°C, a variação da entalpia específica, energia interna específica e entropia específica durante a vaporização, e compare com o respectivo valor obtido pela tabela de vapor.

Análise: Para efeito de comparação, a Tabela A-2 fornece, a 100°C, $h_g - h_f = 2257{,}0$ kJ/kg, $u_g - u_f = 2087{,}6$ kJ/kg e $s_g - s_f = 6{,}048$ kJ/kg · K.

(a) O valor de $h_g - h_f$ pode ser determinado a partir da equação de Clapeyron, Eq. 11.40, expressa como

$$h_g - h_f = T(v_g - v_f)\left(\frac{dp}{dT}\right)_{sat}$$

Esta equação requer um valor para a inclinação $(dp/dT)_{sat}$ da curva de temperatura–pressão de saturação à temperatura especificada.

O valor requerido para $(dp/dT)_{sat}$ a 100°C pode ser estimado graficamente como se segue. Utilizando os dados das tabelas de vapor para temperatura-pressão de saturação, pode-se construir o gráfico a seguir. Note que é mostrada uma linha tangente à curva a 100°C. A inclinação dessa linha tangente é de cerca de 3750 N/m² · K. Conseqüentemente, a 100°C,

$$\left(\frac{dp}{dT}\right)_{sat} \approx 3570\,\frac{\text{N}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}$$

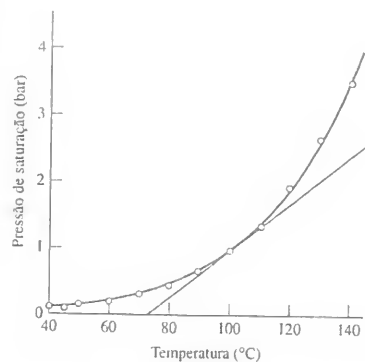



Fig. E11.4

Substituindo os valores na equação anterior para $h_g - h_f$, obtém-se

$$h_g - h_f = (373{,}15\text{ K})(1{,}673 - 1{,}0435\times10^{-3})\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)\left(3570\,\frac{\text{N}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}\right)\left|\frac{1\text{ kJ}}{10^3\text{ N}\cdot\text{m}}\right|$$
$$= 2227\text{ kJ/kg}$$

Este valor é cerca de 1% menor do que o valor lido nas tabelas de vapor.

➊ De modo alternativo, a derivada $(dp/dT)_{sat}$ pode ser estimada por meio de métodos numéricos e dados gerados por computador. O código *IT* a seguir ilustra *uma forma* de se estimar a derivada, designada por dpdT.

```
T = 100 // °C
dT = 0.001
T1 = T - dT
T2 = T + dT
p1 = Psat ("Água/Vapor", T1) // bar
p2 = Psat ("Água/Vapor", T2) // bar
dpdT = ((p2 - p1) / (T2 - T1)) * 100000
```

Utilizando o botão **Explore**, varie dT desde 0,001 até 0.01 em intervalos de 0,001. Em seguida, lendo o valor-limite dos dados computacionais, obtenha

$$\left(\frac{dp}{dT}\right)_{sat} \approx 3616\,\frac{\text{N}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}$$

Quando esse valor é utilizado na expressão anterior para $h_g - h_f$, o resultado é $h_g - h_f = 2256$ kJ/kg, o qual é bastante próximo do valor obtido a partir das tabelas de vapor.

(b) Com a Eq. 11.39, tem-se

$$u_g - u_f = h_g - h_f - p_{sat}(v_g - v_f)$$

Substituindo o resultado do código *IT* do item (a) para $(h_g - h_f)$, juntamente com os dados de saturação a 100°C, obtém-se

$$u_g - u_f = 2256\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - \left(1{,}014\times10^5\,\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)\left(1{,}672\,\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)\left|\frac{1\text{ kJ}}{10^3\text{ N}\cdot\text{m}}\right|$$
$$= 2086{,}5\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

o que também é bastante próximo do valor obtido a partir das tabelas de vapor.

(c) Com a Eq. 11.38 e o resultado do código *IT* do item (a) para $(h_g - h_f)$, tem-se

$$s_g - s_f = \frac{h_g - h_f}{T} = \frac{2256\text{ kJ/kg}}{373{,}15\text{ K}} = 6{,}046\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

o que, mais uma vez, é bastante próximo do valor obtido das tabelas de vapor.

➊ Também se poderia obter o termo $(dp/dT)_{sat}$ diferenciando-se uma expressão analítica para a curva da pressão de vapor, conforme discutido no final da Seção 11.4.1

Teste-Relâmpago

Utilize o resultado $(dp/dT)_{sat} = 3616$ N/m² · K fornecido pelo código *IT* para extrapolar a pressão de saturação em bar, a 105°C.

Resposta 1,195 bar.

11.4.2 Considerações sobre Regiões Monofásicas

O objetivo desta seção é deduzir expressões para o cálculo de Δs, Δu e Δh entre estados em regiões de uma única fase. Essas expressões exigem tanto dados de p–v–T quanto dados apropriados de calor específico. Uma vez que as regiões monofásicas estão sendo aqui consideradas, quaisquer duas das propriedades — pressão, volume específico e temperatura — podem ser admitidas como propriedades independentes que fixam o estado. Duas escolhas convenientes são T, v e T, p.

PROPRIEDADES T E v CONSIDERADAS INDEPENDENTES. Com a temperatura e o volume específico como propriedades independentes que fixam o estado, a entropia específica pode ser considerada como função da forma $s = s(T, v)$. A diferencial desta função é

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T dv$$

A derivada parcial $(\partial s/\partial v)_T$ que aparece nesta expressão pode ser substituída por meio da relação de Maxwell, Eq. 11.34, que fornece

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dv \tag{11.43}$$

A energia interna específica também pode ser considerada uma função de T e v: $u = u(T, v)$. A diferencial desta função é

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv$$

Com $c_v = (\partial u/\partial T)_v$,

$$du = c_v\, dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv \tag{11.44}$$

Substituindo as Eqs. 11.43 e 11.44 em $du = T\,ds - p\,dv$ e reunindo os termos, temos

$$\left[\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T + p - T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v\right] dv = \left[T\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v - c_v\right] dT \tag{11.45}$$

Como o volume específico e a temperatura podem variar independentemente, mantém-se o volume específico constante e varia-se a temperatura. Isto é, seja $dv = 0$ e $dT \neq 0$. Tem-se, assim, a partir da Eq. 11.45, que

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v = \frac{c_v}{T} \tag{11.46}$$

Analogamente, admita que $dT = 0$ e $dv \neq 0$. Nesse caso, tem-se

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p \tag{11.47}$$

As Eqs. 11.46 e 11.47 representam exemplos adicionais de relações entre propriedades termodinâmicas úteis. ➥ **POR EXEMPLO...** a Eq. 11.47, que expressa a dependência da energia interna es-

pecífica em relação ao volume específico a temperatura fixa, permite-nos demonstrar que a energia interna de um gás cuja equação de estado é $pv = RT$ depende apenas da temperatura, um resultado discutido pela primeira vez na Seção 3.12. A Eq. 11.47 requer a derivada parcial $(\partial p/\partial T)_v$. Se $p = RT/v$, essa derivada vale $(\partial p/\partial T)_v = R/v$. A substituição dessa derivada na Eq. 11.47 fornece

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p = T\left(\frac{R}{v}\right) - p = p - p = 0$$

Este resultado mostra que, quando $pv = RT$, a energia interna específica é independente do volume específico e depende apenas da temperatura.

Continuando a discussão, quando a Eq. 11.46 é substituída na Eq. 11.43, obtém-se a seguinte expressão:

$$ds = \frac{c_v}{T}\,dT + \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dv \tag{11.48}$$

A substituição da Eq. 11.47 na Eq. 11.44 fornece

$$du = c_v\,dT + \left[T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p\right] dv \tag{11.49}$$

Observe que os lados direitos das Eqs. 11.48 e 11.49 são expressos unicamente em termos de p, v, T e c_v.

As variações de entropia e energia interna específicas entre dois estados são determinadas através da integração das Eqs. 11.48 e 11.49, respectivamente. Ou seja,

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{c_v}{T}\,dT + \int_1^2 \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dv \tag{11.50}$$

$$u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v\,dT + \int_1^2 \left[T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p\right] dv \tag{11.51}$$

Para a integração do primeiro termo do lado direito de cada uma dessas expressões é necessária a variação de c_v com a temperatura a um volume específico fixo (isométrica). A integração do segundo termo requer o conhecimento da relação p–v–T nos estados de interesse. Uma equação de estado explícita para a pressão seria particularmente conveniente para o cálculo das integrais que envolvem $(\partial p/\partial T)_v$. A precisão das variações de energia interna e entropia específicas resultantes dependeria da precisão dessa derivada. Nos casos em que os integrandos das Eqs. 11.50 e 11.51 forem muito complicados para serem integrados de modo analítico, eles podem ser calculados numericamente. Utilizando-se a integração analítica ou a numérica, deve-se prestar atenção ao caminho de integração.

POR EXEMPLO... considere o cálculo da Eq. 11.51. Com base na Fig. 11.2, se o calor específico c_v é conhecido como função da temperatura ao longo da isométrica (volume específico constante) passando pelos estados x e y, um possível caminho de integração para a determinação da variação da energia interna específica entre os estados 1 e 2 é 1–x–y–2. A integração seria feita em três etapas. Como a temperatura é constante do estado 1 ao estado x, a primeira integral da Eq. 11.51 é nula, portanto,

$$u_x - u_1 = \int_{v_1}^{v_x} \left[T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p\right] dv$$

Fig. 11.2 Caminho de integração entre dois estados de vapor.

Do estado x até o estado y, o volume específico é constante e c_v é conhecido como função apenas da temperatura. Assim,

$$u_y - u_x = \int_{T_x}^{T_y} c_v\,dT$$

em que $T_x = T_1$ e $T_y = T_2$. Do estado y ao estado 2, a temperatura é novamente constante, e

$$u_2 - u_y = \int_{v_y = v_x}^{v_2} \left[T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p\right] dv$$

Quando essas expressões são somadas, o resultado é a variação da energia interna específica entre os estados 1 e 2.

PROPRIEDADES T E p CONSIDERADAS INDEPENDENTES. Nesta seção é apresentada uma discussão paralela àquela considerada anteriormente no sentido de possibilitar a escolha da temperatura e da pressão como as propriedades in-

dependentes. Com esta escolha para as propriedades independentes, a entropia específica pode ser considerada uma função da forma $s = s(T, p)$. A diferencial desta função fica

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T dp$$

A derivada parcial $(\partial s/\partial p)_T$ que aparece nessa expressão pode ser substituída por meio da relação de Maxwell, Eq. 11.35, que fornece

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp \tag{11.52}$$

A entalpia específica também pode ser considerada uma função de T e p: $h = h(T, p)$. A diferencial desta função fica

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dp$$

Com $c_p = (\partial h/\partial T)_p$,

$$dh = c_p\,dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dp \tag{11.53}$$

Substituindo as Eqs. 11.52 e 11.53 em $dh = T\,ds + v\,dp$ e reunindo os termos, obtém-se

$$\left[\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T + T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v\right] dp = \left[T\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p - c_p\right] dT \tag{11.54}$$

Como a pressão e a temperatura podem variar independentemente, mantém-se a pressão constante e varia-se a temperatura. Isto é, seja $dp = 0$ e $dT \neq 0$. A Eq. 11.54, neste caso, fornece

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p = \frac{c_p}{T} \tag{11.55}$$

De modo análogo, suponha $dT = 0$ e $dp \neq 0$. Neste caso, a Eq. 11.54 fornece

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \tag{11.56}$$

As Eqs. 11.55 e 11.56, da mesma forma que as Eqs. 11.46 e 11.47, são relações úteis entre propriedades termodinâmicas.

A substituição da Eq. 11.55 na Eq. 11.52 resulta na seguinte equação:

$$ds = \frac{c_p}{T}\,dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp \tag{11.57}$$

Substituindo a Eq. 11.56 na Eq. 11.53, tem-se

$$dh = c_p\,dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p\right] dp \tag{11.58}$$

Observe que os lados direitos das Eqs. 11.57 e 11.58 são expressos unicamente em termos de p, v, T e c_p.

As variações de entropia e entalpia específicas entre dois estados são obtidas através da integração das Eqs. 11.57 e 11.58, respectivamente. Assim,

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{c_p}{T}\,dT - \int_1^2 \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp \tag{11.59}$$

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p\,dT + \int_1^2 \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p\right] dp \tag{11.60}$$

Para se integrar o primeiro termo do lado direito de cada uma dessas expressões, é necessária a variação de c_p com a temperatura a uma pressão fixa (isobárica). A integração do segundo termo requer o conhecimento da relação p–v–T nos estados de interesse. Uma equação de estado explícita para v seria particularmente conveniente para o cálculo das integrais que envolvem $(\partial v/\partial T)_p$. A precisão das variações de entalpia e entropia específicas resultantes dependeria da precisão dessa derivada.

As variações de entalpia e energia interna específicas estão relacionadas através de $h = u + pv$ por

$$h_2 - h_1 = (u_2 - u_1) + (p_2v_2 - p_1v_1) \tag{11.61}$$

Assim, apenas uma das variações, Δh ou Δu, precisa ser determinada por integração. A outra pode, então, ser calculada a partir da Eq. 11.61. Saber qual das duas variações de propriedade deve ser determinada por integração depende das informações disponíveis. A variação Δh seria determinada através da Eq. 11.60 quando se conhecesse uma equação de estado explícita em v e c_p como função da temperatura a alguma pressão fixada. A variação Δu seria determinada através da Eq. 11.51 quando se conhecesse uma equação de estado explícita em p e c_v como função da temperatura em algum volume específico. Essas questões são consideradas no Exemplo 11.5.

Exemplo 11.5 CÁLCULO DAS VARIAÇÕES Δs, Δu E Δh DE UM GÁS

Utilizando a equação de estado de Redlich-Kwong, desenvolva expressões para a variação de entropia, de energia interna e de entalpia específicas de um gás entre dois estados em que a temperatura é a mesma, $T_1 = T_2$, e as pressões são p_1 e p_2, respectivamente.

Solução

Dado: Dois estados de uma massa unitária de gás considerada como sistema são fixados por p_1 e T_1 no estado 1 e por p_2 e T_2 (= T_1) no estado 2.

Pede-se: Determine as variações na entropia, na energia interna e na entalpia específicas entre esses dois estados.

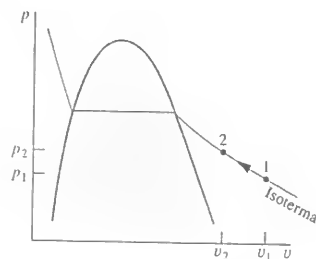
Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Modelo de Engenharia: A equação de estado de Redlich-Kwong representa o comportamento p-v-T dos dois estados e fornece valores precisos para $(\partial p/\partial T)_v$.

Fig. E11.5

Análise: A equação de estado de Redlich-Kwong é explícita para a pressão, de modo que as Eqs. 11.50 e 11.51 são selecionadas para a determinação de $s_2 - s_1$ e $u_2 - u_1$. Como $T_1 = T_2$, é conveniente utilizar um caminho de integração isotérmico entre os dois estados. Assim, estas equações são simplificadas, fornecendo

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dv$$

$$u_2 - u_1 = \int_1^2 \left[T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p\right] dv$$

Os limites para cada uma dessas integrais são os volumes específicos v_1 e v_2 nos dois estados considerados. Utilizando-se p_1, p_2 e a temperatura conhecida, esses volumes específicos seriam determinados através da equação de estado de Redlich-Kwong. Uma vez que esta equação não é explícita para volume específico, recomenda-se o uso de um solucionador de equações como o *IT* (*Interactive Thermodynamics*).

As integrais anteriores envolvem a derivada parcial $(\partial p/\partial T)_v$, a qual pode ser determinada a partir da equação de estado de Redlich-Kwong como

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v-b} + \frac{a}{2v(v+b)T^{3/2}}$$

Substituindo este resultado na expressão para $(s_2 - s_1)$, temos

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= \int_{v_1}^{v_2}\left[\frac{R}{v-b} + \frac{a}{2v(v+b)T^{3/2}}\right] dv \\ &= \int_{v_1}^{v_2}\left[\frac{R}{v-b} + \frac{a}{2bT^{3/2}}\left(\frac{1}{v} - \frac{1}{v+b}\right)\right] dv \\ &= R\ln\left(\frac{v_2-b}{v_1-b}\right) + \frac{a}{2bT^{3/2}}\left[\ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) - \ln\left(\frac{v_2+b}{v_1+b}\right)\right] \\ &= R\ln\left(\frac{v_2-b}{v_1-b}\right) + \frac{a}{2bT^{3/2}}\ln\left[\frac{v_2(v_1+b)}{v_1(v_2+b)}\right] \end{aligned}$$

Com a equação de Redlich-Kwong, o integrando da expressão para $(u_2 - u_1)$ fica

$$\left[T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p\right] = T\left[\frac{R}{v-b} + \frac{a}{2v(v+b)T^{3/2}}\right] - \left[\frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v(v+b)T^{1/2}}\right] = \frac{3a}{2v(v+b)T^{1/2}}$$

Conseqüentemente,

$$\begin{aligned} u_2 - u_1 &= \int_{v_1}^{v_2}\frac{3a}{2v(v+b)T^{1/2}}dv = \frac{3a}{2bT^{1/2}}\int_{v_1}^{v_2}\left(\frac{1}{v} - \frac{1}{v+b}\right)dv \\ &= \frac{3a}{2bT^{1/2}}\left[\ln\frac{v_2}{v_1} - \ln\left(\frac{v_2+b}{v_1+b}\right)\right] = \frac{3a}{2bT^{1/2}}\ln\left[\frac{v_2(v_1+b)}{v_1(v_2+b)}\right] \end{aligned}$$

Finalmente, $(h_2 - h_1)$ seria determinado a partir da Eq. 11.61 juntamente com os valores conhecidos de $(u_2 - u_1)$, p_1, v_1, p_2 e v_2.

Teste-Relâmpago

Utilizando os resultados obtidos, desenvolva expressões para as variações Δu e Δs de um gás ideal.
Resposta $\Delta u = 0$ e $\Delta s = R\ln(v_2/v_1)$.

11.5 Outras Relações Termodinâmicas

As análises até aqui apresentadas foram direcionadas principalmente para o desenvolvimento de relações termodinâmicas que permitem o cálculo de variações em u, h e s a partir de dados de propriedades experimentais. O objetivo desta seção é apresentar várias outras relações termodinâmicas que são úteis para a análise termodinâmica. Cada uma das propriedades consideradas tem uma característica em comum: ela é definida em termos da derivada parcial de alguma outra propriedade. Os calores específicos c_v e c_p são exemplos desse tipo de propriedade.

11.5.1 Expansividade Volumétrica e Compressibilidades Isotérmica e Isentrópica

Em regiões monofásicas, a pressão e a temperatura são independentes, e pode-se idealizar o volume específico como função dessas duas variáveis, $v = v(T, p)$. A diferencial de tal função é

$$dv = \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T dp$$

Duas propriedades termodinâmicas relacionadas a derivadas parciais que aparecem nessa diferencial são a ***expansividade volumétrica*** β, também chamada *coeficiente de expansão volumétrica*, *expansividade volumétrica*

$$\beta = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \tag{11.62}$$

e a ***compressibilidade isotérmica*** κ *compressibilidade isotérmica*

$$\kappa = -\frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T \tag{11.63}$$

Por inspeção, verifica-se que a unidade de β é o inverso da temperatura e a unidade de κ é o inverso da pressão. A expansividade volumétrica indica a variação de volume que ocorre quando a temperatura varia enquanto a pressão permanece constante. A compressibilidade isotérmica indica uma variação de volume que ocorre quando a pressão varia enquanto a temperatura permanece constante. O valor de κ é positivo para todas as substâncias em todas as fases.

A expansividade volumétrica e a compressibilidade isotérmica são propriedades termodinâmicas e, assim como o volume específico, são funções de T e p. Os valores para β e κ são fornecidos em manuais de dados de engenharia. A Tabela 11.2 fornece os valores dessas propriedades para água líquida à pressão de 1 atm em função da temperatura. Para uma pressão de 1 atm, a água apresenta um *estado de massa específica máxima* a cerca de 4°C. Nesse estado, o valor de β é zero.

Tabela 11.2

Expansividade Volumétrica β e Compressibilidade Isotérmica κ da Água Líquida a 1 atm em Função da Temperatura

T (°C)	Massa Específica (kg/m³)	$\beta \times 10^6$ (K)$^{-1}$	$\kappa \times 10^6$ (bar)$^{-1}$
0	999,84	−68,14	50,89
10	999,70	87,90	47,81
20	998,21	206,6	45,90
30	995,65	303,1	44,77
40	991,22	385,4	44,24
50	988,04	457,8	44,18

compressibilidade isentrópica

A ***compressibilidade isentrópica*** α é uma indicação da variação de volume que ocorre quando a pressão varia enquanto a entropia permanece constante. Ou seja,

$$\alpha = -\frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_s \tag{11.64}$$

A unidade de α é o inverso da unidade da pressão.

velocidade do som

A compressibilidade isentrópica está relacionada à velocidade à qual o som percorre a substância, e tais medidas de velocidade podem ser utilizadas para determinar α. Na Seção 9.12, a ***velocidade do som***, ou *velocidade sônica*, foi definida como

$$c = \sqrt{-v^2\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s} \tag{9.36b}$$

A relação entre a compressibilidade isentrópica e a velocidade do som pode ser obtida a partir da relação entre derivadas parciais expressas pela Eq. 11.15. Identificando p como x, v com y e s como z, tem-se

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s = \frac{1}{(\partial v/\partial p)_s}$$

Assim, as duas equações anteriores podem ser combinadas para obter

$$c = \sqrt{v/\alpha} \tag{11.65}$$

Os detalhes são deixados como exercício.

11.5.2 Relações que Envolvem Calores Específicos

Nesta seção são deduzidas as relações gerais para a diferença entre calores específicos $(c_p - c_v)$ e a razão entre calores específicos c_p/c_v.

CÁLCULO DE $(c_p - c_v)$. Uma expressão para a diferença entre c_p e c_v pode ser deduzida igualando-se as duas diferenciais para entropia dadas pelas Eqs. 11.48 e 11.57 e arrumando-se o resultado para obter

$$(c_p - c_v)\,dT = T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dv + T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp$$

Considerando-se a equação de estado $p = p(T, v)$, a diferencial dp pode ser expressa como

$$dp = \left.\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dT + \left.\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T dv$$

Eliminando dp entre as duas últimas equações e reunindo termos, temos

$$\left[(c_p - c_v) - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v\right] dT = T\left[\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T + \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v\right] dv$$

Como a temperatura e o volume específico podem variar independentemente, os coeficientes das diferenciais nesta expressão devem ser iguais a zero. Assim,

$$c_p - c_v = T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v \tag{11.66}$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T \tag{11.67}$$

A substituição da Eq. 11.67 na Eq. 11.66 fornece

$$c_p - c_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p^2\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T \tag{11.68}$$

Esta equação permite calcular c_v a partir de valores observados para c_p, ou, de modo inverso, a partir apenas dos dados da relação p–v–T. ➥ **POR EXEMPLO...** para o caso especial de um gás ideal, a Eq. 11.68 reduz-se à Eq. 3.44, como se pode rapidamente mostrar. ⬅

O lado direito da Eq. 11.68 pode ser expresso em termos da expansividade volumétrica β e da compressibilidade isotérmica κ. Introduzindo-se as Eqs. 11.62 e 11.63, obtém-se

$$c_p - c_v = v\frac{T\beta^2}{\kappa} \tag{11.69}$$

No desenvolvimento deste resultado foi utilizada a relação entre derivadas parciais expressa pela Eq. 11.15.

Diversas conclusões importantes sobre os calores específicos c_p e c_v podem ser inferidas com base na Eq. 11.69. ➥ **POR EXEMPLO...** como o fator β^2 não pode ser negativo e κ é positivo para todas as substâncias em todas as fases, o valor de c_p é sempre maior ou igual ao valor de c_v. Os calores específicos seriam iguais quando $\beta = 0$, como ocorre no caso de água a 1 atm e 4°C, em que esta se encontra em seu estado de massa específica máxima. Os dois calores específicos também se tornam iguais na medida em que a temperatura se aproxima de zero absoluto. Para alguns líquidos e sólidos em determinados estados, c_p e c_v diferem apenas ligeiramente. Por esta razão, as tabelas geralmente fornecem o calor específico de um líquido ou de um sólido sem especificar se é o valor de c_p ou c_v. Os dados informados são normalmente valores de c_p, já que estes são mais facilmente determinados para líquidos e sólidos. ⬅

CÁLCULO DE c_p/c_v. A seguir, são obtidas expressões para a razão entre calores específicos. Empregando a Eq. 11.16, as Eqs. 11.46 e 11.55 podem ser reescritas, respectivamente, como

$$\frac{c_v}{T} = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v = \frac{-1}{(\partial v/\partial s)_T(\partial T/\partial v)_s}$$

$$\frac{c_p}{T} = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p = \frac{-1}{(\partial p/\partial s)_T(\partial T/\partial p)_s}$$

A razão entre estas duas equações fornece

$$\frac{c_p}{c_v} = \frac{(\partial v/\partial s)_T(\partial T/\partial v)_s}{(\partial p/\partial s)_T(\partial T/\partial p)_s} \tag{11.70}$$

Como $(\partial s/\partial p)_T = 1/(\partial p/\partial s)_T$ e $(\partial p/\partial T)_s = 1/(\partial T/\partial p)_s$, a Eq. 11.70 pode ser expressa como

$$\frac{c_p}{c_v} = \left[\left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_T\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T\right]\left[\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_s\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s\right] \tag{11.71}$$

Finalmente, a regra da cadeia do cálculo permite escrever $(\partial v/\partial p)_T = (\partial v/\partial s)_T(\partial s/\partial p)_T$ e $(\partial p/\partial v)_s = (\partial p/\partial T)_s(\partial T/\partial v)_s$. Portanto, a Eq. 11.71 fica

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s \tag{11.72}$$

Este resultado pode ser expresso, de modo alternativo, em termos das compressibilidades isotérmica e isentrópica, como

$$k = \frac{\kappa}{\alpha} \tag{11.73}$$

Resolvendo a Eq. 11.72 para $(\partial p/\partial v)_s$ e substituindo a expressão resultante na Eq. 9.36b, temos a seguinte relação envolvendo a velocidade do som c e a razão entre volumes específicos k.

$$c = \sqrt{-kv^2(\partial p/\partial v)_T} \tag{11.74}$$

A Eq. 11.74 pode ser utilizada para se determinar c conhecendo-se a razão entre calores específicos e os dados de p–v–T, ou para o cálculo de k conhecendo-se c e $(\partial p/\partial v)_T$. ➥ **POR EXEMPLO...** no caso especial de um gás ideal, a Eq. 11.74 reduz-se a

$$c = \sqrt{kRT} \quad \text{(gás ideal)} \tag{9.37}$$

conforme se pode rapidamente verificar. ⬅

No exemplo a seguir ilustra-se a utilização das relações apresentadas anteriormente envolvendo calores específicos.

Exemplo 11.6 UTILIZAÇÃO DAS RELAÇÕES QUE ENVOLVEM CALORES ESPECÍFICOS

Para água líquida a 1 atm e 20°C, estime (a) o erro percentual resultante para c_v se fosse considerado que $c_p = c_v$, e (b) a velocidade do som, em m/s.

Solução

Dado: O sistema consiste em uma quantidade fixa de água líquida a 1 atm e 20°C.

Pede-se: Estime o erro percentual resultante para c_v caso c_v fosse aproximado por c_p, e a velocidade do som em m/s.

Análise:

(a) A Eq. 11.69 fornece a diferença entre c_p e c_v. A Tabela 11.2 fornece os valores necessários para a expansividade volumétrica β, a compressibilidade isotérmica κ e o volume específico. Assim,

$$c_p - c_v = v\frac{T\beta^2}{\kappa}$$

$$= \left(\frac{1}{998{,}21\ \text{kg/m}^3}\right)(293\ \text{K})\left(\frac{206{,}6\times10^{-6}}{\text{K}}\right)^2\left(\frac{\text{bar}}{45{,}90\times10^{-6}}\right)$$

$$= \left(272{,}96\times10^{-6}\frac{\text{bar}\cdot\text{m}^3}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)\left|\frac{10^5\ \text{N/m}^2}{1\ \text{bar}}\right|\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N}\cdot\text{m}}\right|$$

$$= 0{,}027\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

❶ Realizando-se uma interpolação na Tabela A-19 para a temperatura de 20°C, obtém-se $c_p = 4{,}188$ kJ/kg · K. Assim, o valor de c_v é

$$c_v = 4{,}188 - 0{,}027 = 4{,}161\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Utilizando-se esses valores, o erro percentual cometido na aproximação de c_v por c_p é

❷
$$\left(\frac{c_p - c_v}{c_v}\right)(100) = \left(\frac{0{,}027}{4{,}161}\right)(100) = 0{,}6\%$$

(b) A velocidade do som neste estado pode ser determinada a partir da Eq. 11.65. O valor necessário para a compressibilidade isentrópica α pode ser calculado em termos da razão entre calores específicos k e da compressibilidade isotérmica κ. Com a Eq. 11.73, $\alpha = \kappa/k$. Substituindo este resultado na Eq. 11.65, temos a seguinte expressão para a velocidade do som:

$$c = \sqrt{\frac{kv}{\kappa}}$$

Os valores de v e κ requeridos nesta expressão são os mesmos utilizados no item (a). Além disso com os valores de c_p e c_v do item (a), a razão entre calores específicos é $k = 1{,}006$. Conseqüentemente,

❸
$$c = \sqrt{\frac{(1{,}006)(10^6)\ \text{bar}}{(998{,}21\ \text{kg/m}^3)(45{,}90)}\left|\frac{10^5\ \text{N/m}^2}{1\ \text{bar}}\right|\left|\frac{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}{1\ \text{N}}\right|} = 1482\ \text{m/s}$$

❶ De modo condizente com a discussão apresentada na Seção 3.10.1, admite-se que c_p a 1 atm e 20°C tenha o valor do líquido saturado a 20°C.

❷ O resultado do item (a) mostra que, para água líquida no estado em questão, os valores de c_p e c_v são aproximadamente iguais.

❸ Para efeito de comparação, a velocidade do som no ar a 1 atm e 20°C, é de aproximadamente 343 m/s, o que se pode verificar por meio da Eq. 9.37.

Teste-Relâmpago

Um submarino se move a uma velocidade de 20 nós (1 nó = 1,852 km/h). Utilizando a velocidade sônica calculada no item (b), estime o número de Mach dessa embarcação em relação à água.

Resposta 0,0069.

11.5.3 O Coeficiente de Joule-Thomson

O valor do calor específico c_p pode ser determinado a partir de dados de p-v-T e do coeficiente de Joule-Thomson. O ***coeficiente de Joule-Thomson*** μ_J é definido como

coeficiente de Joule-Thomson

$$\mu_J = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h \tag{11.75}$$

Assim como outros coeficientes representados por diferenciais parciais nesta seção, o coeficiente de Joule-Thomson é definido somente em termos de propriedades termodinâmicas e, portanto, este coeficiente é uma propriedade. As unidades de μ_J são aquelas de temperatura dividida por pressão.

Uma relação entre o calor específico c_p e o coeficiente de Joule-Thomson μ_J pode ser estabelecida utilizando-se a Eq. 11.16 para escrever

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h\left(\frac{\partial p}{\partial h}\right)_T\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p = -1$$

O primeiro fator nesta expressão é o coeficiente de Joule-Thomson e o terceiro é o calor específico c_p. Assim,

$$c_p = \frac{-1}{\mu_J(\partial p/\partial h)_T}$$

Com $(\partial h/\partial p)_T = 1/(\partial p/\partial h)_T$ da Eq. 11.15, esta expressão pode ser escrita como

$$c_p = -\frac{1}{\mu_J}\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T \tag{11.76}$$

A derivada parcial $(\partial h/\partial p)_T$, chamada *coeficiente de temperatura constante*, pode ser eliminada da Eq. 11.76 utilizando-se a Eq. 11.56. Assim, é obtida a seguinte expressão:

$$c_p = \frac{1}{\mu_J}\left[T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v\right] \tag{11.77}$$

A Eq. 11.77 permite-nos determinar o valor de c_p em um estado utilizando dados de p–v–T e o valor do coeficiente de Joule-Thomson naquele estado. Discute-se, em seguida, a determinação experimental do coeficiente de Joule-Thomson.

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL. O coeficiente de Joule-Thomson pode ser obtido experimentalmente por meio de um dispositivo similar ao esquema mostrado na Fig. 11.3. Considere inicialmente a Fig. 11.3*a*, que mostra um tampão poroso através do qual um gás (ou líquido) pode passar. Durante a operação em regime estacionário, o gás entra no dispositivo a uma temperatura T_1 e pressão p_1 especificadas, e se expande através do tampão até uma pressão mais baixa p_2, a qual é controlada por uma válvula na saída. A temperatura T_2 na saída é medida. O dispositivo é projetado de tal forma que o gás sofre um processo de *estrangulamento* (Seção 4.10) na medida em que se expande de 1 para 2. Conseqüentemente, o estado na saída fixado por p_2 e T_2 tem o mesmo valor de entalpia específica na entrada, $h_2 = h_1$. Através da diminuição progressiva da pressão na saída, passa-se por uma seqüência finita desses estados na saída, conforme indica a Fig. 11.3*b*. Pode-se, assim, desenhar uma curva com o conjunto de pontos que representa esses dados. Tal curva é chamada de curva isentálpica (entalpia constante). Uma curva isentálpica mostra o lugar geométrico de todos os pontos que representam estados de equilíbrio com a mesma entalpia específica.

A inclinação de uma curva isentálpica em qualquer estado é o coeficiente de Joule-Thomson naquele estado. A inclinação pode ser de valor positivo, negativo ou zero. Os estados nos quais o coeficiente tem valor nulo são chamados ***estados de inversão***. Note que nem todas as linhas de h constante têm um estado de inversão. A curva superior na Fig. 11.3*b*, por exemplo, tem sempre uma inclinação negativa. O estrangulamento de um gás a partir de um estado inicial localizado nessa curva resultaria em um aumento de temperatura. Entretanto, para curvas isentálpicas que apresentam um estado de inversão, a temperatura na saída do dispositivo pode ser superior, igual ou inferior à temperatura inicial, dependendo da pressão especificada na saída. Para estados à direita de um estado de inversão, o valor do coeficiente de Joule-Thomson seria negativo. Para esses estados, a temperatura aumentaria na medida em que a pressão na saída do dispositivo fosse reduzida. Para estados à esquerda de um estado de inversão, o valor do coeficiente de Joule-Thomson seria positivo. Para esses estados, a temperatura diminuiria na medida em que a pressão na saída do dispositivo fosse reduzida. Esta característica pode ser utilizada como vantagem em sistemas projetados para *liquefazer gases*.

estados de inversão

Novos horizontes

Pequenas Instalações de Energia

Uma inovação nos sistemas de potência que está passando do conceito para a realidade promete ajudar a manter redes de computadores, iluminação de salas de operação em hospitais e garantir o sucesso dos shoppings centers. Denominadas *sistemas distribuídos de potência*, as instalações compactas de potência fornecem eletricidade para pequenas cargas ou são ligadas entre si para fornecer energia a grandes aplicações. Com a energia distribuída, os consumidores esperam evitar oscilações imprevisíveis de preço e blecautes parciais que têm incomodado algumas regiões do país.

No coração de muitos sistemas de distribuição de energia estão unidades de turbinas a gás cuidadosamente projetadas, chamadas *microturbinas*, com dimensões inferiores a um quinto das turbinas a gás das concessionárias e com poucas partes móveis. Essas microturbinas também são menos poluentes, pois apresentam uma emissão de óxido nítrico (NO_x) bem menor.

Embora o custo por quilowatt-hora possa ser maior para as microturbinas, alguns consumidores preferem pagar mais para ter o controle sobre sua própria fonte de energia. As redes de computadores e os hospitais necessitam de uma alta confiabilidade, uma vez que mesmo pequenas interrupções no fornecimento de energia podem ser desastrosas. Redes de negócios, como ocorre nos shoppings centers, também não querem pagar o preço das interrupções nos serviços de energia. Com os sistemas baseados em microturbinas, a confiabilidade necessária é fornecida por unidades modulares que podem operar praticamente sozinhas durante anos.

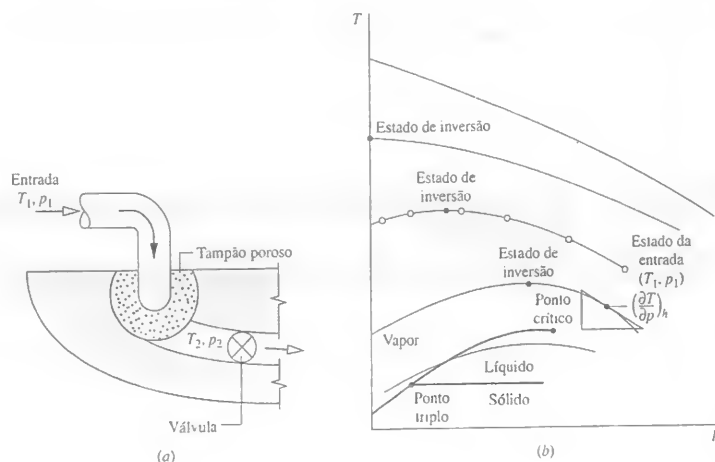



Fig. 11.3 Expansão Joule-Thomson. (*a*) Dispositivo. (*b*) Isoentálpicas em um diagrama *T-p*.

11.6 Construção das Tabelas de Propriedades Termodinâmicas

O objetivo desta seção é utilizar as relações termodinâmicas apresentadas até aqui para descrever como as tabelas de propriedades termodinâmicas podem ser construídas. As características das tabelas em consideração estão incorporadas às tabelas para água e para os refrigerantes apresentadas no Apêndice. Os métodos introduzidos nesta seção são estendidos no Cap 13 para a análise de sistemas reativos, tais como as turbinas a gás e os sistemas de potência a vapor que envolvem combustão. Os métodos discutidos nesta seção também fornecem a base para a recuperação de dados de propriedades termodinâmicas por computador.

Dois procedimentos distintos para a construção de tabelas de propriedades são considerados.

- A discussão da Seção 11.6.1 emprega os métodos apresentados na Seção 11.4 para se definirem entalpia específica, energia interna específica e entropia específica a estados de substâncias compressíveis simples puras utilizando dados da relação *p–v–T*, juntamente com uma quantidade limitada de dados de calor específico. A principal operação matemática desse enfoque é a *integração*.
- O procedimento da Seção 11.6.2 utiliza o conceito de função termodinâmica fundamental apresentado na Seção 11.3.3. Uma vez estabelecida tal função, a principal operação matemática necessária para se determinar todas as demais propriedades é a *diferenciação*

11.6.1 Desenvolvimento de Tabelas por Integração por Meio de Dados da Relação *p–v–T* e do Calor Específico

Em princípio, todas as propriedades de interesse no momento podem ser determinadas por meio de

$$c_p = c_{p0}(T)$$
$$p = p(v, T), \qquad v = v(p, T) \tag{11.78}$$

Nas Eqs. 11.78, $c_{p0}(T)$ é o calor específico c_p da substância em consideração extrapolado até a pressão zero. Esta função poderia ser determinada a partir de dados obtidos de um calorímetro ou de dados de espectroscopia, utilizando equações fornecidas pela mecânica estatística. As expressões de calor específico para diversos gases são fornecidas nas Tabelas A-21. As expressões $p(v, T)$ e $v(p, T)$ representam funções que descrevem as curvas de temperatura–pressão de saturação, bem como as relações *p–v–T* para regiões monofásicas. Essas funções podem ser de caráter tabular, gráfico ou analítico. Porém, quaisquer que sejam suas formas, as funções devem não apenas representar os dados de *p–v–T* precisamente, mas também fornecer valores precisos para derivadas como $(\partial v/\partial T)_p$ e $(dp/dT)_{sat}$.

A Fig. 11.4 mostra oito estados de uma substância. Considera-se agora como podem ser atribuídos valores para entalpia específica e entropia específica para esses estados. Os mesmos procedimentos podem ser utilizados para se atribuir valores de propriedades em outros estados de interesse. Note que, quando a entalpia h for atribuída a um estado, a energia interna específica naquele estado poderá ser obtida da relação $u = h - pv$.

Fig. 11.4 Diagrama *T–v* utilizado para se discutir como *h* e *s* podem ser atribuídos a estados de líquido e vapor.

- Seja o estado representado por 1 na Fig. 11.4 escolhido como o estado de referência para entalpia e entropia. Qualquer valor pode ser atribuído a h e s nesse estado, mas o usual seria um valor nulo. Deve-se observar que a utilização de um estado de referência arbitrário e valores de referência arbitrários para entalpia específica e entropia específica é suficiente apenas para cálculos que envolvam diferenças entre valores de propriedades entre estados de mesma composição, quando então esses estados de referência se cancelam.
- Uma vez atribuído um valor à entalpia no estado 1, pode-se determinar a entalpia no estado de vapor saturado, estado 2, a partir da equação de Clapeyron, Eq. 11.40

$$h_2 - h_1 = T_1(v_2 - v_1)\left(\frac{dp}{dT}\right)_{sat}$$

em que a derivada $(dp/dT)_{sat}$ e os volumes específicos v_1 e v_2 são obtidos de representações apropriadas dos dados de *p–v–T* para a substância em consideração. A entropia específica no estado 2 é encontrada a partir da Eq. 11.38 na forma

$$s_2 - s_1 = \frac{h_2 - h_1}{T_1}$$

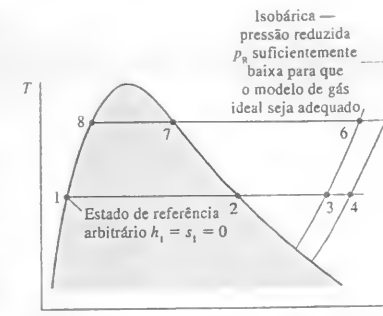
- Procedendo-se à temperatura constante do estado 2 para o estado 3, a entropia e a entalpia são obtidas por meio das Eqs. 11.59 e 11.60, respectivamente. Como a temperatura é fixa, essas equações podem ser simplificadas para

$$s_3 - s_2 = -\int_{p_2}^{p_3}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp \qquad \text{e} \qquad h_3 - h_2 = \int_{p_2}^{p_3}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p\right] dp$$

Com o mesmo procedimento, podem-se determinar s_4 e h_4.

- A isobárica (linha de pressão constante) que passa pelo estado 4 é admitida como estando a uma pressão suficientemente baixa de modo que o modelo de gás ideal seja apropriado. Conseqüentemente, para se calcular s e h em estados tais como o representado pelo ponto 5 nesta isobárica, a única informação necessária seria $c_{p0}(T)$ e as temperaturas nesses estados. Assim, uma vez que a pressão é fixada, as Eqs. 11.59 e 11.60 fornecem, respectivamente,

$$s_5 - s_4 = \int_{T_4}^{T_5} c_{p0}\frac{dT}{T} \qquad \text{e} \qquad h_5 - h_4 = \int_{T_4}^{T_5} c_{p0}\, dT$$

- Os valores de entalpia e entropia específicas nos estados 6 e 7 são obtidos a partir dos valores no estado 5 através do mesmo procedimento utilizado para atribuição de valores nos estados 3 e 4 a partir dos valores no estado 2. Finalmente, s_8 e h_8 são obtidos a partir dos valores no estado 7 por meio da equação de Clapeyron

11.6.2 Desenvolvimento de Tabelas através da Diferenciação de uma Função Termodinâmica Fundamental

As tabelas de propriedades também podem ser desenvolvidas a partir de uma função termodinâmica fundamental. Para isto, é conveniente selecionar as variáveis independentes da função fundamental entre pressão, volume específico (massa específica) e temperatura. Percebe-se, assim, o indicativo do uso da função de Helmholtz $\psi(T, v)$ ou da função de Gibbs $g(T, p)$. As propriedades da água, listadas nas Tabelas A-2 a A-6, foram calculadas a partir da função de Helmholtz. As funções fundamentais também foram empregadas com sucesso no cálculo das propriedades de outras substâncias.

O desenvolvimento de uma função fundamental requer manipulações matemáticas e cálculos numéricos consideráveis. Antes do advento dos computadores de alta velocidade, o cálculo de propriedades através deste método não era factível e o tratamento descrito na Seção 11.6.1 era o único utilizado. O procedimento da função fundamental envolve três etapas:

1. A primeira etapa é a seleção de uma forma funcional em termos do par apropriado de propriedades independentes e de um conjunto de coeficientes ajustáveis, que podem chegar a 50 ou mais. A forma funcional é especificada com base em considerações tanto teóricas quanto práticas.
2. Em seguida, os coeficientes na função fundamental são determinados sob a obrigação de que um conjunto de valores de propriedades cuidadosamente selecionadas e/ou de condições observadas seja satisfeito do ponto de vista de mínimos quadrados. Esta condição geralmente envolve o uso de dados de propriedades que exigem que a forma funcional considerada seja diferenciada uma ou mais vezes, tais como dados de p–v–T e de calor específico.
3. Quando todos os coeficientes já tiverem sido calculados, a precisão da função é cuidadosamente testada através de sua utilização para calcular propriedades para as quais são conhecidos alguns valores aceitos. Esses valores podem incluir propriedades que requerem a diferenciação da função fundamental duas ou mais vezes. Por exemplo, a velocidade do som e os dados de Joule-Thomson podem ser utilizados.

Este procedimento para o desenvolvimento de uma função fundamental não é rotineiro e só pode ser realizado com um computador. Entretanto, uma vez estabelecida uma função fundamental adequada, é possível conseguir uma consistência e uma precisão extrema entre as propriedades termodinâmicas.

A forma da função de Helmholtz utilizada na construção das tabelas de vapor das quais as Tabelas A-2 a A-6 foram extraídas é

$$\psi(\rho, T) = \psi_0(T) + RT[\ln \rho + \rho Q(\rho, \tau)] \tag{11.79}$$

Tabela 11.3

Equação Fundamental Utilizada na Elaboração das Tabelas de Vapor[a,b]

$$\psi = \psi_0(T) + RT[\ln \rho + \rho Q(\rho, \tau)] \tag{1}$$

onde

$$\psi_0 = \sum_{i=1}^{6} C_i/\tau^{i-1} + C_7 \ln T + C_8 \ln T/\tau \tag{2}$$

e

$$Q = (\tau - \tau_c)\sum_{j=1}^{7}(\tau - \tau_{aj})^{j-2}\left[\sum_{i=1}^{8} A_{ij}(\rho - \rho_{aj})^{i-1} + e^{-E\rho}\sum_{i=9}^{10} A_{ij}\rho^{i-9}\right] \tag{3}$$

Em (1), (2) e (3), T representa a temperatura pela escala Kelvin, τ é calculado como $1000/T$, ρ é a massa específica em g/cm³, R = 4,6151 bar · cm³/g · K ou 0,46151 J/g · K, $\tau_c = 1000/T_c$ = 1,544912, E = 4,8 e

$$\tau_{aj} = \tau_c (j = 1) \qquad \rho_{aj} = 0{,}634 (j = 1)$$
$$= 2{,}5 (j > 1) \qquad = 1{,}0 (j > 1)$$

Os coeficientes para ψ_0 em J/g são dados como se segue:

C_1 = 1857,065	C_4 = 36,6649	C_7 = 46,0
C_2 = 3229,12	C_5 = −20,5516	C_8 = −1011,249
C_3 = −419,465	C_6 = 4,85233	

Os valores para os coeficientes A_{ij} são listados na fonte original.[a]

[a] J. H. Keenan, F. G. Keyes, P. G. Hill e J. G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, Nova York, 1969.
[b] Veja também L. Haar, J. S. Gallagher e G. S. Kell, *NBS/NRC Steam Tables*, Hemisphere, Washington, D.C., 1984. As propriedades da água são determinadas nesta referência por meio de uma forma funcional para a função de Helmholtz diferente daquela dada para as Eqs. (1) a (3).

na qual ψ_0 e Q são dados conforme as somas listadas na Tabela 11.3. As variáveis independentes são massa específica e temperatura. A variável τ é determinada por $1000/T$. Os valores para pressão, energia interna específica e entropia específica podem ser determinados através da diferenciação da Eq. 11.79. Os valores da entalpia específica e da função de Gibbs são obtidos das relações $h = u + pv$ e $g = \psi + pv$, respectivamente. O calor específico c_v é calculado através de uma outra diferenciação, $c_v = (\partial u/\partial T)_v$. Com operações similares, é possível calcular outras propriedades. Os valores das propriedades da água calculados a partir da Eq. 11.79 estão em excelente concordância com os dados experimentais para uma ampla gama de condições.

Energia e Meio Ambiente

Devido à retirada do mercado dos refrigerantes CFC que contêm cloro, tendo em vista o aquecimento global e a destruição da camada de ozônio, novas substâncias e misturas sem cloro têm sido desenvolvidas nos últimos anos como possíveis alternativas. Este fato tem conduzido a grandes esforços de pesquisas de modo a se conseguirem dados de propriedades termodinâmicas necessárias para análise e projeto.

O Instituto Nacional de Padrões e Tecnologia dos Estados Unidos (National Institute of Standards and Technology — NIST) tem despendido esforços governamentais para fornecer dados precisos. Especificamente, têm sido desenvolvidos dados no sentido de se obter alta precisão para as equações de estado que envolvem as variáveis p–v–T, com as quais as funções fundamentais podem ser obtidas. As equações são cuidadosamente validadas por meio de dados para velocidade do som, coeficiente de Joule-Thomson, relações entre pressão de saturação–temperatura e calores específicos. Esses dados foram utilizados no cálculo dos valores das propriedades das Tabelas A-7 a A-18 apresentadas no Apêndice. O NIST tem desenvolvido uma base de dados de computador (REFPROP) que representa o padrão corrente para as propriedades dos refrigerantes e das misturas de refrigerantes.

O Exemplo 11.7 ilustra a utilização de uma função fundamental para determinação das propriedades termodinâmicas pelo uso de um computador e para o desenvolvimento de tabelas.

Exemplo 11.7 DETERMINAÇÃO DE PROPRIEDADES POR MEIO DE UMA FUNÇÃO FUNDAMENTAL

A expressão a seguir da função de Helmholtz foi utilizada para determinar as propriedades da água:

$$\psi(\rho, T) = \psi_0(T) + RT[\ln \rho + \rho Q(\rho, \tau)]$$

onde ρ representa a massa específica e τ é calculado como $1000/T$. As funções ψ_0 e Q representam somatórios que envolvem as variáveis independentes indicadas e um certo número de constantes ajustáveis (veja a Tabela 11.3). Obtenha expressões para **(a)** pressão, **(b)** entropia específica e **(c)** energia interna específica resultantes dessa função fundamental.

Solução

Dado: Uma expressão para a função de Helmholtz ψ é fornecida.

Pede-se: Determine as expressões para pressão, entropia específica e energia interna específica que resultam dessa função fundamental.

Análise: As expressões desenvolvidas a seguir para p, s e u necessitam somente das funções $\psi_0(T)$ e $Q(\rho, \tau)$. Uma vez determinadas essas funções, p, s e u podem ser determinadas individualmente como função da massa específica e da temperatura por meio de operações matemáticas elementares.

(a) Quando expressa em termos da massa específica, em vez do volume específico, a Eq. 11.28 fica

$$p = \rho^2\left(\frac{\partial \psi}{\partial \rho}\right)_T$$

como se pode facilmente verificar. Quando T é mantida constante, τ também é constante. Conseqüentemente, pela diferenciação da função em questão obtém-se a seguinte expressão:

$$\left(\frac{\partial \psi}{\partial \rho}\right)_T = RT\left[\frac{1}{\rho} + Q(\rho, \tau) + \rho\left(\frac{\partial Q}{\partial \rho}\right)_\tau\right]$$

Combinando-se essas equações, obtém-se uma expressão para a pressão, qual seja

$$p = \rho RT\left[1 + \rho Q + \rho^2\left(\frac{\partial Q}{\partial \rho}\right)_\tau\right] \tag{a}$$

(b) Pela Eq. 11.29, tem-se

$$s = -\left(\frac{\partial \psi}{\partial T}\right)_\rho$$

A diferenciação da expressão de ψ fornece

$$\left(\frac{\partial \psi}{\partial T}\right)_\rho = \frac{d\psi_0}{dT} + \left[R(\ln \rho + \rho Q) + RT\rho\left(\frac{\partial Q}{\partial \tau}\right)_\rho \frac{d\tau}{dT}\right]$$

$$= \frac{d\psi_0}{dT} + \left[R(\ln \rho + \rho Q) + RT\rho\left(\frac{\partial Q}{\partial \tau}\right)_\rho\left(-\frac{1000}{T^2}\right)\right]$$

$$= \frac{d\psi_0}{dT} + R\left[\ln \rho + \rho Q - \rho\tau\left(\frac{\partial Q}{\partial \tau}\right)_\rho\right]$$

Combinando os resultados, temos

$$s = -\frac{d\psi_0}{dT} - R\left[\ln \rho + \rho Q - \rho\tau\left(\frac{\partial Q}{\partial \tau}\right)_\rho\right] \tag{b}$$

(c) Por definição, $\psi = u - Ts$. Assim, $u = \psi + Ts$. A substituição da expressão dada para ψ juntamente com a expressão de s obtida no item (b) resulta em

$$u = [\psi_0 + RT(\ln \rho + \rho Q)] + T\left\{-\frac{d\psi_0}{dT} - R\left[\ln \rho + \rho Q - \rho\tau\left(\frac{\partial Q}{\partial \tau}\right)_\rho\right]\right\}$$

$$= \psi_0 - T\frac{d\psi_0}{dT} + RT\rho\tau\left(\frac{\partial Q}{\partial \tau}\right)_\rho$$

Esta pode ser escrita de forma mais compacta ao percebermos que

$$T\frac{d\psi_0}{dT} = T\frac{d\psi_0}{d\tau}\frac{d\tau}{dT} = T\frac{d\psi_0}{d\tau}\left(-\frac{1000}{T^2}\right) = -\tau\frac{d\psi_0}{d\tau}$$

Assim,

$$\psi_0 - T\frac{d\psi_0}{dT} = \psi_0 + \tau\frac{d\psi_0}{d\tau} = \frac{d(\psi_0\tau)}{d\tau}$$

Finalmente, a expressão para u torna-se

$$u = \frac{d(\psi_0\tau)}{d\tau} + RT\rho\tau\left(\frac{\partial Q}{\partial \tau}\right)_\rho \tag{c}$$

Teste-Relâmpago

Utilizando os resultados obtidos, como se pode desenvolver uma expressão para h?
Resposta $h = u + p/\rho$. Substitua a Eq. (c) para u e a Eqs. (a) para p e reúna os termos.

11.7 Diagramas Generalizados para Entalpia e Entropia

A Seção 3.11 apresentou os diagramas generalizados que fornecem o fator de compressibilidade Z em termos das propriedades reduzidas p_R, T_R e v'_R. Com esses diagramas, podem-se obter rapidamente estimativas de dados de p–v–T apenas com o conhecimento da pressão crítica e da temperatura crítica para a substância de interesse. O objetivo da presente seção é apresentar diagramas generalizados que permitem uma estimativa para as variações de entalpia e entropia.

Diagrama Generalizado de Desvio de Entalpia

A variação de entalpia específica de um gás (ou líquido) entre dois estados fixados por temperatura e pressão pode ser calculada por meio da identidade

$$h(T_2, p_2) - h(T_1, p_1) = [h^*(T_2) - h^*(T_1)] + \underline{\{[h(T_2, p_2) - h^*(T_2)] - [h(T_1, p_1) - h^*(T_1)]\}} \tag{11.80}$$

O termo $[h(T, p) - h^*(T)]$ representa a entalpia específica da substância em relação àquela do seu modelo de gás ideal quando ambas estão à mesma temperatura. O sobrescrito * é utilizado nesta seção para identificar valores de propriedades de gás ideal. Assim, a Eq. 11.80 indica que a variação de entalpia específica entre os dois estados é igual à variação de entalpia determinada por meio do modelo de gás ideal mais uma correção que leva em conta o afastamento do comportamento de gás ideal. A correção é mostrada sublinhada na Eq. 11.80. O termo de gás ideal pode ser calculado utilizando-se os métodos apresentados no Cap. 3. A seguir, mostra-se como o termo de correção é calculado em função do *desvio de entalpia*.

DESENVOLVIMENTO DO DESVIO DE ENTALPIA. A variação da entalpia com a pressão a uma temperatura fixa é expressa pela Eq. 11.56 como

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$$

Integrando-se a partir da pressão p' até a pressão p a uma temperatura fixa T, tem-se

$$h(T, p) - h(T, p') = \int_{p'}^{p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p\right]dp$$

Esta equação não é fundamentalmente alterada pela soma e subtração de $h^*(T)$ no lado esquerdo. Ou seja,

$$[h(T, p) - h^*(T)] - [h(T, p') - h^*(T)] = \int_{p'}^{p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p\right]dp \tag{11.81}$$

Na medida em que a pressão tende a zero, com a temperatura fixa, a entalpia da substância se aproxima daquela do modelo de gás ideal. Conseqüentemente, como p' tende a zero,

$$\lim_{p'\to 0}[h(T, p') - h^*(T)] = 0$$

Neste limite, obtém-se a seguinte expressão a partir da Eq. 11.81 para a entalpia específica de uma substância em relação àquela do seu modelo de gás ideal quando ambas estão à mesma temperatura:

$$h(T, p) - h^*(T) = \int_{0}^{p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p\right]dp \tag{11.82}$$

Esta expressão também pode ser vista como a variação de entalpia na medida em que a pressão aumenta de zero até a pressão dada, enquanto a temperatura é mantida constante. Utilizando apenas os dados de p–v–T, pode-se calcular a Eq. 11.82 nos estados 1 e 2, e assim o termo de correção da Eq. 11.80 é determinado. Discute-se a seguir como este procedimento pode ser conduzido em termos dos dados do fator de compressibilidade e das propriedades reduzidas T_R e p_R.

A integral da Eq. 11.82 pode ser expressa em termos do fator de compressibilidade Z e das propriedades reduzidas T_R e p_R conforme mostrado a seguir. Manipulando-se $Z = pv/RT$, tem-se

$$v = \frac{ZRT}{p}$$

Diferenciando-se,

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{RZ}{p} + \frac{RT}{p}\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p$$

Com as duas expressões anteriores, o integrando da Eq. 11.82 fica

$$v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{ZRT}{p} - T\left[\frac{RZ}{p} + \frac{RT}{p}\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p\right] = -\frac{RT^2}{p}\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p \tag{11.83}$$

A Eq. 11.83 pode ser escrita em termos das propriedades reduzidas como

$$v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = -\frac{RT_c}{p_c}\cdot\frac{T_R^2}{p_R}\left(\frac{\partial Z}{\partial T_R}\right)_{p_R}$$

Substituindo esta expressão na Eq. 11.82 e arrumando os termos, obtemos

$$\frac{h^*(T) - h(T, p)}{RT_c} = T_R^2\int_0^{p_R}\left(\frac{\partial Z}{\partial T_R}\right)_{p_R}\frac{dp_R}{p_R}$$

Ou, em uma base por mol, o ***desvio de entalpia*** fica expresso por

desvio de entalpia

$$\frac{\bar{h}^*(T) - \bar{h}(T, p)}{\bar{R}T_c} = T_R^2\int_0^{p_R}\left(\frac{\partial Z}{\partial T_R}\right)_{p_R}\frac{dp_R}{p_R} \tag{11.84}$$

O lado direito da Eq. 11.84 depende apenas da temperatura reduzida T_R e da pressão reduzida p_R. Em consequência, a quantidade $(\bar{h}^* - \bar{h})/\bar{R}T_c$, o desvio de entalpia, é função apenas dessas duas propriedades reduzidas. Pode-se calcular o desvio de entalpia rapidamente com um computador utilizando-se uma equação de estado generalizada que forneça Z como função de T_R e p_R. Representações em tabelas também são encontradas na literatura. Como alternativa, pode-se empregar a representação gráfica fornecida na Fig. A-4.

CÁLCULO DA VARIAÇÃO DE ENTALPIA. A variação de entalpia específica entre dois estados pode ser calculada expressando-se a Eq. 11.80 em função do desvio de entalpia como

$$\bar{h}_2 - \bar{h}_1 = \underline{\bar{h}_2^* - \bar{h}_1^*} - \underline{\bar{R}T_c\left[\left(\frac{\bar{h}^* - \bar{h}}{\bar{R}T_c}\right)_2 - \left(\frac{\bar{h}^* - \bar{h}}{\bar{R}T_c}\right)_1\right]} \tag{11.85}$$

O primeiro termo sublinhado na Eq. 11.85 representa a variação de entalpia específica entre dois estados considerando-se o comportamento de gás ideal. O segundo termo sublinhado é a correção que deve ser aplicada ao valor da variação de entalpia para gás ideal a fim de se obter o valor real para a variação de entalpia. A quantidade $(\bar{h}^* - \bar{h})/\bar{R}T_c$ no estado 1 seria calculada com uma equação que forneça $Z(T_R, p_R)$, ou obtida de tabelas ou do diagrama generalizado de desvio de entalpia, Fig. A-4, por meio da temperatura reduzida T_{R1} e a pressão reduzida p_{R1}, correspondentes à temperatura T_1 e à pressão p_1 no estado inicial, respectivamente. De modo análogo, a quantidade $(\bar{h}^* - \bar{h})/\bar{R}T_c$ no estado 2 seria calculada utilizando-se T_{R2} e p_{R2}. O uso da Eq. 11.85 é ilustrado no exemplo a seguir.

Exemplo 11.8 UTILIZAÇÃO DO DIAGRAMA GENERALIZADO DE DESVIO DE ENTALPIA

Nitrogênio entra em uma turbina que opera em regime estacionário a 100 bar e 300 K e sai a 40 bar e 245 K. Utilizando o diagrama de desvio de entalpia, determine o trabalho produzido, em kJ por kg de nitrogênio escoando, se a transferência de calor para as vizinhanças pode ser desprezada. As variações na energia potencial e cinética entre a entrada e a saída também podem ser desprezadas.

Solução

Dado: Uma turbina que opera em regime estacionário tem nitrogênio entrando a 100 bar e 300 K e saindo a 40 bar e 245 K.

Pede-se: Utilizando o diagrama de desvio de entalpia, determine o trabalho produzido.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

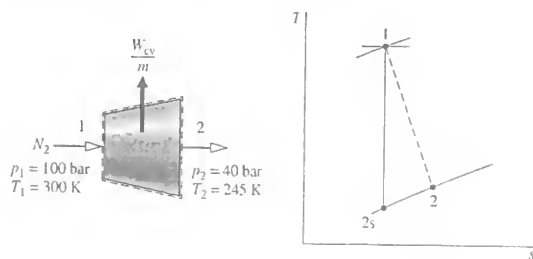



Fig. E11.8

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na Fig. E11.8 opera em regime estacionário.
2. Não há transferência de calor significativa entre o volume de controle e suas vizinhanças.
3. As variações nas energias potencial e cinética entre a entrada e a saída podem ser desprezadas.
4. As relações de equilíbrio de propriedades aplicam-se na entrada e na saída.

Análise: Os balanços de massa e energia em regime estacionário podem ser simplificados, fornecendo

$$0 = \frac{\dot{Q}_{cv}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} + \left[h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)\right]$$

em que $\dot{m}$ é a vazão mássica. Cancelando o termo de transferência de calor devido à hipótese 2 e os termos de energia cinética e potencial devidos à hipótese 3, obtém-se

$$\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

O termo $h_1 - h_2$ pode ser calculado como

$$h_1 - h_2 = \frac{1}{M}\left\{\bar{h}_1^* - \bar{h}_2^* - \bar{R}T_c\left[\left(\frac{\bar{h}^* - \bar{h}}{\bar{R}T_c}\right)_1 - \left(\frac{\bar{h}^* - \bar{h}}{\bar{R}T_c}\right)_2\right]\right\}$$

Nesta expressão, M é o peso molecular do nitrogênio, e os outros termos têm o mesmo significado que aqueles da Eq. 11.85. Com os valores de entalpia específica da Tabela A-23 a $T_1 = 300$ K e $T_2 = 245$ K, respectivamente, tem-se

$$\bar{h}_1^* - \bar{h}_2^* = 8723 - 7121 = 1602 \text{ kJ/kmol}$$

Os termos $(\bar{h}^* - \bar{h})/\bar{R}T_c$ nos estados 1 e 2 necessários na expressão para $h_1 - h_2$ podem ser determinados com base na Fig. A-4. Primeiro, devem ser determinadas a temperatura reduzida e a pressão reduzida na entrada e na saída. A partir das Tabelas A-1, $T_c = 126$ K e $p_c = 33{,}9$ bar. Assim, na entrada,

$$T_{R1} = \frac{300}{126} = 2{,}38, \qquad p_{R1} = \frac{100}{33{,}9} = 2{,}95$$

Na saída,

$$T_{R2} = \frac{245}{126} = 1{,}94, \qquad p_{R2} = \frac{40}{33{,}9} = 1{,}18$$

Por inspeção da Fig. A-4,

❶ $$\left(\frac{\bar{h}^* - \bar{h}}{\bar{R}T_c}\right)_1 \approx 0{,}5, \qquad \left(\frac{\bar{h}^* - \bar{h}}{\bar{R}T_c}\right)_2 \approx 0{,}31$$

Substituindo valores,

$$\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} = \frac{1}{28\dfrac{\text{kg}}{\text{kmol}}}\left[1602\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - \left(8{,}314\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}\cdot\text{K}}\right)(126\text{ K})(0{,}5 - 0{,}31)\right] = 50{,}1 \text{ kJ/kg}$$

❶ Devido à imprecisão na leitura dos valores em um gráfico como o da Fig. A-4, não se pode esperar uma grande exatidão no resultado final calculado.

Teste-Relâmpago

Determine o trabalho desenvolvido, em kJ por kg de nitrogênio que escoa, admitindo o modelo de gás ideal.

Resposta 57,2 kJ/kg.

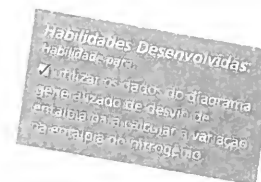



Diagrama Generalizado de Desvio de Entropia

Um diagrama generalizado que possibilita o cálculo das variações de entropia específica pode ser desenvolvido de maneira análoga ao diagrama generalizado de desvio de entalpia aqui apresentado. A diferença de entropia específica entre os estados 1 e 2 de um gás (ou líquido) pode ser expressa como a identidade

$$\bar{s}(T_2, p_2) - \bar{s}(T_1, p_1) = \bar{s}^*(T_2, p_2) - \bar{s}^*(T_1, p_1) + \underline{\{[\bar{s}(T_2, p_2) - \bar{s}^*(T_2, p_2)] - [\bar{s}(T_1, p_1) - \bar{s}^*(T_1, p_1)]\}} \tag{11.86}$$

em que o termo $[\bar{s}(T, p) - \bar{s}^*(T, p)]$ representa a entropia específica da substância em relação àquela do seu modelo de gás ideal quando ambas estão às mesmas temperatura e pressão. A Eq. 11.86 indica que a variação de entropia específica entre os dois estados é igual à variação de entropia determinada por meio do modelo de gás ideal mais uma correção (mostrada sublinhada) que considera o afastamento do comportamento de gás ideal. O termo de gás ideal pode ser calculado por meio dos métodos apresentados na Seção 6.5. Mostra-se a seguir como o termo de correção é calculado em função do *desvio de entropia*.

DESENVOLVIMENTO DO DESVIO DE ENTROPIA. A relação de Maxwell mostrada a seguir fornece a variação de entropia com a pressão a uma temperatura fixa

$$\left(\frac{\partial \bar{s}}{\partial p}\right)_T = -\left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial T}\right)_p \tag{11.35}$$

Integrando da pressão p' até a pressão p a uma temperatura fixa T, obtém-se

$$\bar{s}(T, p) - \bar{s}(T, p') = -\int_{p'}^{p}\left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial T}\right)_p dp \tag{11.87}$$

Para um gás ideal, $\bar{v} = \bar{R}T/p$, logo $(\partial\bar{v}/\partial T)_p = \bar{R}/p$. Se utilizarmos este resultado na Eq. 11.87, a variação da entropia específica considerando-se comportamento de gás ideal será

$$\bar{s}^*(T, p) - s^*(T, p') = -\int_{p'}^{p} \frac{R}{p}\,dp \qquad (11.88)$$

Subtraindo a Eq. 11.88 da Eq. 11.87, temos

$$[s(T,p) - s^*(T,p)] - [s(T,p') - s^*(T,p')] = \int_{p'}^{p} \left[\frac{R}{p} - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p\right] dp \qquad (11.89)$$

Uma vez que as propriedades de uma substância tendem a se igualar àquelas de um gás ideal quando a pressão tende a zero com a temperatura fixa, obtém-se

$$\lim_{p' \to 0} [s(T, p') - s^*(T, p')] = 0$$

Assim, no limite, quando p' tende a zero, a Eq. 11.89 torna-se

$$s(T,p) - s^*(T,p) = \int_{0}^{p} \left[\frac{R}{p} - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p\right] dp \qquad (11.90)$$

Utilizando apenas os dados da relação p–v–T, podemos calcular a Eq. 11.90 nos estados 1 e 2 e, assim, determinar o termo de correção da Eq. 11.86.

desvio de entropia

A Eq. 11.90 pode ser expressa em termos do fator de compressibilidade Z e das propriedades reduzidas T_R e p_R. O resultado, em uma base por mol, é o ***desvio de entropia***

$$\frac{\bar{s}^*(T,p) - \bar{s}(T,p)}{\bar{R}} = \frac{\bar{h}^*(T) - \bar{h}(T,p)}{\bar{R}T_R T_c} + \int_0^{p_R} (Z - 1)\frac{dp_R}{p_R} \qquad (11.91)$$

O lado direito da Eq. 11.91 depende apenas da temperatura reduzida T_R e da pressão reduzida p_R. Conseqüentemente, a quantidade $(\bar{s}^* - \bar{s})/\bar{R}$, o desvio de entropia, é função somente dessas duas propriedades reduzidas. Assim como para o desvio de entalpia, pode-se calcular o desvio de entropia com um computador utilizando uma equação de estado generalizada que forneça Z como função de T_R e p_R. Como alternativa, podem-se empregar representações em tabelas encontradas na literatura ou a representação gráfica fornecida na Figura A-5.

CÁLCULO DA VARIAÇÃO DE ENTROPIA. A variação de entropia específica entre dois estados pode ser calculada expressando-se a Eq. 11.86 em termos do desvio de entropia como

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \underline{\bar{s}_2^* - \bar{s}_1^*} - \underline{\bar{R}\left[\left(\frac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_2 - \left(\frac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_1\right]} \qquad (11.92)$$

O primeiro termo sublinhado na Eq. 11.92 representa a variação de entropia específica entre dois estados considerando-se comportamento de gás ideal. O segundo termo sublinhado é a correção que deve ser aplicada ao valor da variação de entropia para gás ideal de modo a se obter o valor real para a variação de entropia. A quantidade $(\bar{s}^* - \bar{s})_1/\bar{R}$ que aparece na Eq. 11.92 seria calculada com uma equação que forneça $Z(T_R, p_R)$ ou com base no diagrama generalizado de desvio de entropia, Fig. A-5, utilizando-se a temperatura reduzida T_{R1} e a pressão reduzida p_{R1} correspondentes à temperatura T_1 e à pressão p_1 no estado inicial, respectivamente. Analogamente, $(\bar{s}^* - \bar{s})_2/\bar{R}$ seria calculado utilizando-se T_{R2} e p_{R2}. O uso da Eq. 11.92 é ilustrado no exemplo a seguir.

Exemplo 11.9 UTILIZAÇÃO DO DIAGRAMA GENERALIZADO DE DESVIO DE ENTROPIA

Para o caso do Exemplo 11.8, determine **(a)** a taxa de produção de entropia, em kJ/kg · K e **(b)** a eficiência isentrópica da turbina.

Solução

Dado: Uma turbina que opera em regime estacionário tem nitrogênio entrando a 100 bar e 300 K, e saindo a 40 bar e 245 K.

Pede-se: Determine a taxa de produção de entropia, em kJ/kg · K, e a eficiência isentrópica da turbina.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos: Veja a Fig. E11.8.

Modelo de Engenharia: Veja o Exemplo 11.8

Análise:

(a) Em regime estacionário, a equação da taxa de entropia para um volume de controle pode ser simplificada, fornecendo

$$\frac{\dot{\sigma}_{cv}}{\dot{m}} = s_2 - s_1$$

A variação de entropia específica necessária para esta expressão pode ser escrita como

$$s_2 - s_1 = \frac{1}{M}\left\{\bar{s}_2^* - \bar{s}_1^* - \bar{R}\left[\left(\frac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_2 - \left(\frac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_1\right]\right\}$$

em que M é o peso molecular do nitrogênio, e os demais termos têm o mesmo significado daqueles na Eq. 11.92.

A variação de entropia específica $\bar{s}_2^* - \bar{s}_1^*$ pode ser calculada por meio de

$$\bar{s}_2^* - \bar{s}_1^* = \bar{s}^\circ(T_2) - \bar{s}^\circ(T_1) - \bar{R}\ln\frac{p_2}{p_1}$$

Com os valores da Tabela A-23, tem-se

$$\bar{s}_2^* - \bar{s}_1^* = 185{,}775 - 191{,}682 - 8{,}314\ln\frac{40}{100} = 1{,}711\,\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}\cdot\text{K}}$$

Os termos $(\bar{s}^* - \bar{s})/\bar{R}$ na entrada e na saída podem ser determinados pela Fig. A-5. Utilizando-se os valores da temperatura reduzida e da pressão reduzida calculados na solução do Exemplo 11.8, uma inspeção na Fig. A-5 fornece

$$\left(\frac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_1 \approx 0{,}21, \qquad \left(\frac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_2 \approx 0{,}14$$

Substituindo valores, obtemos

$$\frac{\dot{\sigma}_{cv}}{\dot{m}} = \frac{1}{(28\text{ kg/kmol})}\left[1{,}711\,\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}\cdot\text{K}} - 8{,}314\,\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}\cdot\text{K}}(0{,}14 - 0{,}21)\right]$$

$$= 0{,}082\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

(b) A eficiência isentrópica da turbina é definida na Seção 6.12 como

$$\eta_t = \frac{(\dot{W}_{cv}/\dot{m})}{(\dot{W}_{cv}/\dot{m})_s}$$

na qual o denominador é o trabalho que seria desenvolvido pela turbina se o nitrogênio se expandisse isentropicamente do estado especificado na entrada até a pressão especificada na saída. Assim, é necessário fixar o estado, por exemplo 2s, na saída da turbina para uma expansão na qual não existe variação de entropia específica entre a entrada e a saída. Com $(\bar{s}_{2s} - \bar{s}_1) = 0$ e procedimentos similares aos utilizados no item (a), tem-se

$$0 = \bar{s}_{2s}^* - \bar{s}_1^* - \bar{R}\left[\left(\frac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_{2s} - \left(\frac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_1\right]$$

$$0 = \left[\bar{s}^\circ(T_{2s}) - \bar{s}^\circ(T_1) - \bar{R}\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)\right] - \bar{R}\left[\left(\frac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_{2s} - \left(\frac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_1\right]$$

Utilizando os valores do item (a), a última equação fica

$$0 = \bar{s}^\circ(T_{2s}) - 191{,}682 - 8{,}314\ln\frac{40}{100} - \bar{R}\left(\frac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_{2s} + 1{,}746$$

ou

$$\bar{s}^\circ(T_{2s}) - \bar{R}\left(\frac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_{2s} = 182{,}3$$

A temperatura T_{2s} pode ser determinada por um processo iterativo a partir de dados de $\bar{s}^\circ$ da Tabela A-23 e $(\bar{s}^* - \bar{s})/\bar{R}$ da Fig. A-5, como se segue: primeiro, adota-se um valor para a temperatura T_{2s}. O valor corresponde para $\bar{s}^*$ pode então ser obtido da Tabela A-23. A temperatura reduzida $(T_R)_{2s} = T_{2s}/T_c$, juntamente com $p_{R2} = 1{,}18$, possibilita obter-se um valor da Fig. A-5 para $(\bar{s}^* - \bar{s})/\bar{R}$. O procedimento continua até se obter uma concordância com o valor no lado direito da equação anterior. Utilizando este procedimento, encontra-se um valor para T_{2s} próximo de 228 K.

Com a temperatura T_{2s} conhecida, o trabalho que seria fornecido pela turbina se o nitrogênio se expandisse isentropicamente do estado especificado na entrada até a pressão especificada na saída pode ser calculado por

$$\left(\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}}\right)_s = h_1 - h_{2s}$$

$$= \frac{1}{M}\left\{(\bar{h}_1^* - \bar{h}_{2s}^*) - \bar{R}T_c\left[\left(\frac{\bar{h}^* - \bar{h}}{\bar{R}T_c}\right)_1 - \left(\frac{\bar{h}^* - \bar{h}}{\bar{R}T_c}\right)_{2s}\right]\right\}$$

Pela Tabela A-23, $\bar{h}_{2s}^* = 6654$ kJ/kmol Da Figura A-4 a $p_{R2} = 1{,}18$ e $(T_R)_{2s} = 228/126 = 1{,}81$, encontra-se

$$\left(\frac{\bar{h}^* - \bar{h}}{\bar{R}T_c}\right)_{2s} \approx 0{,}36$$

Os valores para os demais termos na expressão para $(\dot{W}_{vc}/\dot{m})_s$ são obtidos da solução do Exemplo 11.8 Finalmente,

$$\left(\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}}\right)_s = \frac{1}{28}[8723 - 6654 - (8{,}314)(126)(0{,}5 - 0{,}36)] = 68{,}66 \text{ kJ/kg}$$

Com o valor para o trabalho do Exemplo 11.8, a eficiência da turbina e

① $$\eta_t = \frac{(\dot{W}_{cv}/\dot{m})}{(\dot{W}_{cv}/\dot{m})_s} = \frac{50{,}1}{68{,}66} = 0{,}73(73\%)$$

① Não se pode esperar uma grande exatidão na leitura de dados de um diagrama generalizado como o da Fig. A-5, o que afeta o resultado final calculado.

Teste-Relâmpago

Determine a taxa de produção de entropia, em kJ/K por kg de nitrogênio que escoa, admitindo o modelo de gás ideal.

Resposta 0,061 kJ/kg · K.

11.8 Relações p–v–T para Misturas de Gases

Muitos sistemas de interesse envolvem misturas de dois ou mais componentes. Os princípios da termodinâmica apresentados ate aqui são aplicáveis a sistemas que envolvem misturas, mas para aplicá-los é preciso que as propriedades das misturas sejam determinadas. Uma vez que uma variedade ilimitada de misturas pode ser formada a partir de um dado conjunto de componentes puros através da variação das quantidades relativas presentes, as propriedades das misturas estão disponíveis em forma de tabelas, graficos ou equações somente para casos específicos como o do ar. Em geral, são necessários meios especiais para a determinação das propriedades das misturas. Nesta seção, os métodos para a avaliação das relações p–v–T para componentes puros apresentados em seções anteriores deste livro são adaptados para se obterem estimativas plausíveis para misturas de gases. Na Seção 11 9, serão apresentados alguns aspectos gerais do cálculo das propriedades de sistemas de múltiplos componentes. O caso de misturas de gases ideais é retomado no Capítulo 12

Para o cálculo das propriedades de uma mistura necessita-se do conhecimento da sua composição A composição pode ser descrita com o fornecimento do *número de moles* (kmol ou lbmol) de cada componente presente. O número total de moles, n, é a soma do número de moles de cada um dos componentes

$$n = n_1 + n_2 + \cdots + n_j = \sum_{i=1}^{j} n_i \tag{11.93}$$

As quantidades *relativas* dos componentes presentes podem ser descritas em termos de *frações molares* A fração molar y_i do componente i é definida por

$$y_i = \frac{n_i}{n} \tag{11.94}$$

Dividindo cada termo da Eq. 11.93 pelo número total de moles e usando a Eq 11.94, temos

$$1 = \sum_{i=1}^{j} y_i \tag{11.95}$$

Ou seja, a soma das frações molares de todos os componentes presentes é igual a 1.

A maioria das técnicas para a estimativa das propriedades das misturas é de caráter empírico e não dedutível a partir de princípios fundamentais. O domínio de validade de qualquer técnica em particular só pode ser estabelecido por comparação dos valores previstos para as propriedades com os dados empíricos disponíveis. A breve discussão que se segue pretende apenas mostrar como certos procedimentos de cálculo das relações p–v–T para os componentes puros apresentados anteriormente podem ser estendidos a misturas de gases.

EQUAÇÃO DE ESTADO PARA UMA MISTURA. Uma maneira pela qual se pode estimar a relação p–v–T de uma mistura de gases é através da aplicação de uma equação de estado tal como apresentamos na Seção 11 1 para a mistura como um todo. As constantes que aparecem na equação selecionada seriam *valores de mistura* determinados pela combinação de regras empíricas desenvolvidas para a equação. Por exemplo, os valores de misturas das constantes a e b a serem utilizadas nas equações de van der Waals e Redlich-Kwong seriam obtidos utilizando-se relações da forma

$$a = \left(\sum_{i=1}^{j} y_i a_i^{1/2}\right)^2, \qquad b = \left(\sum_{i=1}^{j} y_i b_i\right) \tag{11.96}$$

onde a_i e b_i são os valores das constantes para o componente i e y_i é a fração molar. Também têm sido sugeridas regras de combinação para a obtenção de valores de mistura para as constantes de outras equações de estado.

REGRA DE KAY. O método do princípio dos estados correspondentes para componentes isolados pode ser estendido para o caso de misturas, considerando-se a mistura como se ela fosse um único componente puro que tivesse propriedades críticas calculadas por uma das diversas regras de misturas. Talvez a mais simples delas, que necessita apenas da determinação da temperatura crítica T_c e da pressão crítica p_c, ponderadas por uma fração molar, seja a ***regra de Kay***

regra de Kay

$$T_c = \sum_{i=1}^{j} y_i T_{c,i} \qquad p_c = \sum_{i=1}^{j} y_i p_{c,i} \tag{11.97}$$

na qual $T_{c,i}$, $p_{c,i}$ e y_i são a temperatura crítica, a pressão crítica e a fração molar do componente i, respectivamente. Utilizando-se T_c e p_c, o fator de compressibilidade Z da mistura é obtido da mesma forma que para um componente puro isolado. Pode-se então obter o valor desconhecido entre a pressão p, o volume V, a temperatura T e o número total de moles n da mistura de gases, resolvendo-se

$$Z = \frac{pV}{n\bar{R}T} \tag{11.98}$$

Os valores de mistura para T_c e p_c também podem ser utilizados como entrada nos diagramas generalizados de desvio de entalpia e de desvio de entropia apresentados na Seção 11.7.

REGRA DA PRESSÃO ADITIVA. Outros meios para se estimarem as relações p–v–T para misturas são estabelecidos por regras de mistura empíricas, muitas das quais são encontradas na literatura de engenharia. Entre essas estão as regras da *pressão aditiva* e do *volume aditivo*. De acordo com a ***regra da pressão aditiva***, a pressão de uma mistura de gases que ocupe um volume V à temperatura T pode ser expressa como a soma das pressões exercidas pelos componentes individuais.

regra da pressão aditiva

$$p = p_1 + p_2 + p_3 + \cdots]_{T,V} \tag{11.99a}$$

na qual as pressões p_1, p_2, etc , são calculadas considerando-se que seus respectivos componentes estão à temperatura e ao volume da mistura. Essas pressões seriam determinadas utilizando-se dados de p–v–T em forma de tabelas ou gráficos ou por meio de uma equação de estado adequada

Pode-se obter uma expressão alternativa para a regra da pressão aditiva em termos de fatores de compressibilidade. Uma vez que se considera que o componente i está ao volume e à temperatura da mistura, o fator de compressibilidade Z_i para esse componente é $Z_i = p_i V/n_i \bar{R}T$, de modo que a pressão p_i vale

$$p_i = \frac{Z_i n_i \bar{R}T}{V}$$

De maneira semelhante, para a mistura,

$$p = \frac{Zn\bar{R}T}{V}$$

Substituindo essas expressões na Eq. 11 99a e simplificando, obtém-se a seguinte relação entre os fatores de compressibilidade para a mistura Z e para os componentes da mistura Z_i

$$Z = \sum_{i=1}^{j} y_i Z_i]_{T,V} \tag{11.99b}$$

Os fatores de compressibilidade Z_i são determinados considerando-se que o componente i ocupa todo o volume da mistura à temperatura T.

regra do volume aditivo

REGRA DO VOLUME ADITIVO. A hipótese básica da ***regra do volume aditivo*** é que o volume V de uma mistura de gases à temperatura T e à pressão p pode ser expresso como a soma dos volumes ocupados pelos componentes individuais

$$V = V_1 + V_2 + V_3 + \cdots]_{p,T} \qquad (11.100a)$$

em que se calculam os volumes V_1, V_2, etc., considerando-se que seus respectivos componentes encontram-se à temperatura e à pressão da mistura. Esses volumes seriam determinados a partir de dados de p–v–T em forma de tabelas, gráficos, ou por meio de uma equação de estado adequada.

Pode-se obter uma expressão alternativa para a regra do volume aditivo em termos dos fatores de compressibilidade. Uma vez que se considera que o componente i está à temperatura e à pressão da mistura, o fator de compressibilidade Z_i para esse componente é $Z_i = pV_i/n_i\bar{R}T$, de modo que o volume V_i vale

$$V_i = \frac{Z_i n_i \bar{R}T}{p}$$

Analogamente, para a mistura,

$$V = \frac{Zn\bar{R}T}{p}$$

Substituindo essas expressões na Eq. 11.100a e simplificando, obtemos

$$Z = \sum_{i=1}^{j} y_i Z_i]_{p,T} \qquad (11.100b)$$

Determinam-se os fatores de compressibilidade Z_i admitindo-se que o componente i existe à temperatura T e à pressão p da mistura.

O exemplo a seguir apresenta os meios alternativos para se estimar a pressão de uma mistura de gases.

Exemplo 11.10 ESTIMATIVA DA PRESSÃO DA MISTURA POR MEIOS ALTERNATIVOS

Uma mistura que consista em 0,18 kmol de metano (CH_4) e 0,274 kmol de butano (C_4H_{10}) ocupa um volume de 0,241 m³ a uma temperatura de 238°C. O valor experimental obtido para a pressão é de 68,9 bar. Calcule a pressão, em bar, exercida pela mistura utilizando **(a)** a equação de estado de gás ideal, **(b)** a regra de Kay juntamente com o diagrama generalizado de compressibilidade, **(c)** a equação de van der Waals e **(d)** a regra das pressões aditivas empregando o diagrama generalizado de compressibilidade. Compare os valores calculados com o valor conhecido experimentalmente.

Solução

Dado: Uma mistura de dois hidrocarbonetos especificados com quantidades molares conhecidas ocupa um volume conhecido a uma temperatura especificada.

Pede-se: Determine a pressão, em bar, utilizando quatro métodos alternativos e compare os resultados com o valor experimental.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

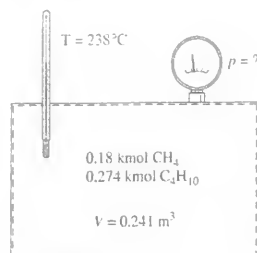



Fig. E11.10

Modelo de Engenharia: Conforme mostra a figura, o sistema é a mistura.

Análise: O número total de moles n da mistura é

$$n = 0{,}18 + 0{,}274 = 0{,}454 \text{ kmol}$$

Assim, as frações molares do metano e do butano são, respectivamente,

$$y_1 = 0{,}396 \qquad \text{e} \qquad y_2 = 0{,}604$$

O volume específico da mistura em uma base molar vale

$$\bar{v} = \frac{0{,}241 \text{ m}^3}{(0{,}18 + 0{,}274) \text{ kmol}} = 0{,}531 \frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}$$

(a) Substituindo-se os valores anteriores na equação de estado de gás ideal, tem-se

$$p = \frac{\bar{R}T}{\bar{v}} = \frac{(8314 \text{ N}\cdot\text{m/kmol}\cdot\text{K})(511 \text{ K})}{(0{,}531 \text{ m}^3/\text{kmol})} \left| \frac{1 \text{ bar}}{10^5 \text{ N/m}^2} \right|$$
$$= 80{,}01 \text{ bar}$$

(b) Para aplicar a regra de Kay, é preciso saber a temperatura e a pressão críticas de cada componente. Pela Tabela A-1, para o metano tem-se

$$T_{c1} = 191 \text{ K}, \qquad p_{c1} = 46{,}4 \text{ bar}$$

e, para o butano,

$$T_{c2} = 425 \text{ K}, \qquad p_{c2} = 38{,}0 \text{ bar}$$

Assim, com as Eqs. 11.97, obtém-se

$$T_c = y_1T_{c1} + y_2T_{c2} = (0{,}396)(191) + (0{,}604)(425) = 332{,}3 \text{ K}$$
$$p_c = y_1p_{c1} + y_2p_{c2} = (0{,}396)(46{,}4) + (0{,}604)(38{,}0) = 41{,}33 \text{ bar}$$

Tratando-se a mistura como um componente puro que tem esses valores para a pressão e a temperatura críticas, são determinadas para a mistura as seguintes propriedades reduzidas:

$$T_R = \frac{T}{T_c} = \frac{511}{332{,}3} = 1{,}54$$
$$v'_R = \frac{\bar{v}p_c}{\bar{R}T_c} = \frac{(0{,}531)(41{,}33)|10^5|}{(8314)(332{,}3)}$$
$$= 0{,}794$$

Consultando-se a Fig. A-2, obtém-se $Z \approx 0{,}88$. Portanto, a pressão da mistura é encontrada a partir de

$$p = \frac{Zn\bar{R}T}{V} = Z\frac{\bar{R}T}{\bar{v}} = 0{,}88\frac{(8314)(511)}{(0{,}531)|10^5|}$$
$$= 70{,}4 \text{ bar}$$

(c) Os valores de mistura para as constantes de van der Waals podem ser obtidos a partir das Eqs. 11.96. Para isto, é preciso determinar os valores das constantes de van der Waals para cada um dos dois componentes da mistura. A Tabela A-24 fornece os seguintes valores para o metano:

$$a_1 = 2{,}293 \text{ bar}\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}\right)^2, \qquad b_1 = 0{,}0428\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}$$

Analogamente, pela Tabela A-24, tem-se para o butano

$$a_2 = 13{,}86 \text{ bar}\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}\right)^2, \qquad b_2 = 0{,}1162\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}$$

Portanto, a primeira das Eqs. 11.96 fornece um valor de mistura para a constante a como sendo

$$a = (y_1a_1^{1/2} + y_2a_2^{1/2})^2 = [0{,}396(2{,}293)^{1/2} + 0{,}604(13{,}86)^{1/2}]^2$$
$$= 8{,}113 \text{ bar}\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}\right)^2$$

Substituindo na segunda das Eqs. 11.96, obtemos um valor de mistura para a constante b

$$b = y_1b_1 + y_2b_2 = (0{,}396)(0{,}0428) + (0{,}604)(0{,}1162)$$
$$= 0{,}087\frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}$$

A substituição dos valores de mistura para a e b na equação de van der Waals juntamente com os dados conhecidos fornece

$$
\begin{aligned}
p &= \frac{\overline{R}T}{\overline{v} - b} - \frac{a}{\overline{v}^2} \\
&= \frac{(8314 \text{ N}\cdot\text{m/kmol}\cdot\text{K})(511 \text{ K})}{(0{,}531 - 0{,}087)(\text{m}^3/\text{kmol})}\left|\frac{1 \text{ bar}}{10^5 \text{ N/m}^2}\right| - \frac{8{,}113 \text{ bar}(\text{m}^3/\text{kmol})^2}{(0{,}531 \text{ m}^3/\text{kmol})^2} \\
&= 66{,}91 \text{ bar}
\end{aligned}
$$

(d) Para aplicar a regra da pressão aditiva com o diagrama generalizado de compressibilidade é necessário determinar o fator de compressibilidade para cada componente, supondo-se que o componente ocupe todo o volume à temperatura da mistura. Com esta hipótese, são obtidas as seguintes propriedades reduzidas para o metano:

$$
T_{R1} = \frac{T}{T_{c1}} = \frac{511}{191} = 2{,}69
$$

$$
v'_{R1} = \frac{\overline{v}_1 p_{c1}}{\overline{R}T_{c1}} = \frac{(0{,}241 \text{ m}^3/0{,}18 \text{ kmol})(46{,}4 \text{ bar})}{(8314 \text{ N}\cdot\text{m/kmol}\cdot\text{K})(191 \text{ K})}\left|\frac{10^5 \text{ N/m}^2}{1 \text{ bar}}\right| = 3{,}91
$$

Com essas propriedades reduzidas, a Fig. A-2 fornece $Z_1 \approx 1{,}0$.

De modo análogo, para o butano tem-se

$$
T_{R2} = \frac{T}{T_{c2}} = \frac{511}{425} = 1{,}2
$$

$$
v'_{R2} = \frac{\overline{v}_2 p_{c2}}{\overline{R}T_{c2}} = \frac{(0{,}88)(38)|10^5|}{(8314)(425)} = 0{,}95
$$

Pela Fig. A-2, $Z_2 \approx 0{,}8$.

O fator de compressibilidade da mistura determinado a partir da Eq. 11.99b é

$$
Z = y_1 Z_1 + y_2 Z_2 = (0{,}396)(1{,}0) + (0{,}604)(0{,}8) = 0{,}88.
$$

Consequentemente, obtém-se o mesmo valor para a pressão que foi obtido no item (b) por meio da regra de Kay: p = 70,4 bar.

Neste exemplo específico, a equação de estado de gás ideal fornece um valor para a pressão que ultrapassa o valor experimental em aproximadamente 16%. A regra de Kay e a regra das pressões aditivas fornecem valores de pressão aproximadamente 3% maiores que o valor experimental. A equação de van der Waals com valores de mistura para as constantes fornece um valor de pressão aproximadamente 3% menor que o valor experimental.

Habilidades Desenvolvidas:

[illegible]

Teste-Relâmpago

Converta a análise da mistura de uma base molar para uma base em frações de massa.

Resposta Metano: 0,153; Butano: 0,847.

11.9 Análise dos Sistemas Multicomponentes[1]

Na seção anterior foram consideradas as formas de se avaliar a relação p–v–T das misturas de gases através da extensão dos métodos desenvolvidos para componentes puros. Esta seção é dedicada ao desenvolvimento de alguns aspectos gerais das propriedades de sistemas com dois ou mais componentes. A ênfase principal é para o caso de *misturas de gases*, mas os métodos desenvolvidos são também aplicáveis a *soluções*. Quando se consideram líquidos e sólidos, às vezes se utiliza o termo ***solução*** no lugar de mistura. A presente discussão é limitada a misturas ou soluções não-reagentes em uma única fase. Os efeitos de reações químicas e do equilíbrio entre diferentes fases são abordados nos Caps. 13 e 14.

solução

Para a descrição dos sistemas multicomponentes, deve-se incluir a composição nas relações termodinâmicas. Esta inclusão leva à definição e ao desenvolvimento de diversos conceitos novos, incluindo a propriedade *molar parcial*, o *potencial químico* e a *fugacidade*.

[1] A leitura desta seção pode ser adiada até que as Seções 12.1 a 12.4 tenham sido estudadas.

11.9.1 Propriedades Molares Parciais

Nesta discussão apresenta-se o conceito de uma propriedade molar parcial e ilustra-se sua utilização. Este conceito desempenha um papel importante nas discussões posteriores sobre sistemas de vários componentes.

DEFINIÇÃO DAS PROPRIEDADES MOLARES PARCIAIS. Qualquer propriedade termodinâmica extensiva X de um sistema de uma única fase e um único componente é função de duas propriedades intensivas independentes e da dimensão do sistema. Selecionando-se a temperatura e a pressão como propriedades independentes e o número de moles n como medida da dimensão do sistema, tem-se $X = X(T, p, n)$. Para um sistema multicomponente de uma única fase, a propriedade extensiva X deve, portanto, ser função da temperatura, da pressão e do número de moles de cada componente do sistema, $X = X(T, p, n_1, n_2, \ldots, n_j)$.

Se cada número de moles for aumentado de um fator α, a dimensão do sistema aumenta do mesmo fator e, assim, também o valor da propriedade extensiva X. Ou seja,

$$
\alpha X(T, p, n_1, n_2, \ldots, n_j) = X(T, p, \alpha n_1, \alpha n_2, \ldots, \alpha n_j)
$$

Diferenciando em relação a α, mantidos fixos a temperatura, a pressão e os números de moles, e utilizando a regra da cadeia no lado direito da expressão, tem-se

$$
X = \frac{\partial X}{\partial(\alpha n_1)} n_1 + \frac{\partial X}{\partial(\alpha n_2)} n_2 + \cdots + \frac{\partial X}{\partial(\alpha n_j)} n_j
$$

Esta equação vale para todos os valores de α. Em especial, vale para $\alpha = 1$. Neste caso, obtém-se

$$
X = \sum_{i=1}^{j} n_i \left.\frac{\partial X}{\partial n_i}\right)_{T, p, n_l} \tag{11.101}
$$

O subscrito n_l indica que todos os n, exceto n_i, são mantidos fixos durante a diferenciação.

A ***propriedade molar parcial*** $\overline{X}_i$ é, por definição,

propriedade molar parcial

$$
\overline{X}_i = \left.\frac{\partial X}{\partial n_i}\right)_{T, p, n_l} \tag{11.102}
$$

A propriedade molar parcial $\overline{X}_i$ é uma propriedade da mistura e não simplesmente uma propriedade do componente i, pois $\overline{X}_i$ depende, em geral, da temperatura, da pressão *e* da composição da mistura: $\overline{X}_i(T, p, n_1, n_2, \ldots n_j)$. As propriedades molares parciais são propriedades intensivas da mistura.

Substituindo a Eq. 11.102 na Eq. 11.101, tem-se

$$
X = \sum_{i=1}^{j} n_i \overline{X}_i \tag{11.103}
$$

Esta equação mostra que a propriedade extensiva X pode ser expressa como uma soma ponderada das propriedades molares parciais $\overline{X}_i$.

Escolhendo-se a propriedade extensiva X na Eq. 11.103 como sendo o volume, a energia interna, a entalpia e a entropia, obtém-se, respectivamente,

$$
V = \sum_{i=1}^{j} n_i \overline{V}_i, \quad U = \sum_{i=1}^{j} n_i \overline{U}_i, \quad H = \sum_{i=1}^{j} n_i \overline{H}_i, \quad S = \sum_{i=1}^{j} n_i \overline{S}_i \tag{11.104}
$$

onde $\overline{V}_i$, $\overline{U}_i$, $\overline{H}_i$ e $\overline{S}_i$ representam o volume molar parcial, a energia interna molar parcial, a entalpia molar parcial e a entropia molar parcial. Expressões análogas podem ser escritas para a função de Gibbs G e para a função de Helmholtz Ψ. Além disso, as relações entre estas propriedades extensivas, $H = U + pV$, $G = H - TS$ e $\Psi = U - TS$, podem ser diferenciadas em relação a n_i, mantidas constantes a temperatura, a pressão e os demais n de modo a produzir relações correspondentes entre propriedades molares parciais: $\overline{H}_i = \overline{U}_i + p\overline{V}_i$, $\overline{G}_i = \overline{H}_i - T\overline{S}_i$ e $\overline{\Psi}_i = \overline{U}_i - T\overline{S}_i$, onde $\overline{G}_i$ e $\overline{\Psi}_i$ são a função de Gibbs molar parcial e a função de Helmholtz molar parcial, respectivamente. Várias outras relações que envolvem propriedades molares parciais serão desenvolvidas posteriormente nesta seção.

CÁLCULO DAS PROPRIEDADES MOLARES PARCIAIS. As propriedades molares parciais podem ser calculadas por diversos métodos, inclusive os seguintes:

- Se a propriedade X pode ser medida, pode-se encontrar $\overline{X}_i$ por extrapolação em um gráfico que forneça $(\Delta X/\Delta n_i)_{T,p,n_l}$ como função de Δn_i. Ou seja,

$$
\overline{X}_i = \left(\frac{\partial X}{\partial n_i}\right)_{T, p, n_l} = \lim_{\Delta n_i \to 0} \left(\frac{\Delta X}{\Delta n_i}\right)_{T, p, n_l}
$$

- Se for conhecida uma expressão para X como função de suas variáveis independentes, $\bar{X}_i$ poderá ser calculada por diferenciação. A derivada pode ser determinada analiticamente se a função for expressa analiticamente, ou encontrada numericamente se a mesma se encontrar em forma de tabela.
- Quando dados apropriados estão disponíveis, pode-se empregar um procedimento gráfico simples, conhecido como ***método das interseções***, para calcular as propriedades molares parciais. Em princípio, o método pode ser aplicado a qualquer propriedade extensiva. Para apresentar este método, vamos considerar o volume de um sistema que consista em dois componentes, A e B. Para esse sistema, a Eq. 11.103 assume a forma

método das interseções

$$V = n_A\bar{V}_A + n_B\bar{V}_B$$

onde $\bar{V}_A$ e $\bar{V}_B$ são os volumes molares parciais de A e B, respectivamente. Dividindo-se pelo número de moles da mistura n, tem-se

$$\frac{V}{n} = y_A\bar{V}_A + y_B\bar{V}_B$$

onde y_A e y_B representam as frações molares de A e B, respectivamente. Como $y_A + y_B = 1$, esta expressão fica

$$\frac{V}{n} = (1 - y_B)\bar{V}_A + y_B\bar{V}_B = \bar{V}_A + y_B(\bar{V}_B - \bar{V}_A)$$

Esta equação fornece a base para o método das interseções. Por exemplo, observe a Fig. 11.5, na qual a relação V/n é representada graficamente como função de y_B a T e p constantes. A figura mostra uma tangente à curva traçada para um determinado valor de y_B. Quando extrapolada, a linha tangente intercepta o eixo à esquerda em $\bar{V}_A$ e o eixo à direita em $\bar{V}_B$. Esses valores para os volumes molares parciais correspondem às especificações individuais de T, p e y_B. A temperatura e pressão fixas, $\bar{V}_A$ e $\bar{V}_B$ variam com y_B e não são iguais aos volumes específicos molares de A *puro* e B *puro*, designados na figura por $\bar{v}_A$ e $\bar{v}_B$, respectivamente. Os valores de $\bar{v}_A$ e $\bar{v}_B$ são determinados somente pela temperatura e pela pressão.

VARIAÇÕES DAS PROPRIEDADES EXTENSIVAS NA MISTURA Concluímos a presente discussão calculando a variação de volume durante a mistura de componentes puros às mesmas temperatura e pressão, um resultado para o qual será dada uma aplicação mais adiante na seção. O volume total dos componentes puros antes da mistura vale

$$V_{\text{componentes}} = \sum_{i=1}^{j} n_i\bar{v}_i$$

onde $\bar{v}_i$ é o volume específico molar do componente puro i. O volume da mistura é

$$V_{\text{mistura}} = \sum_{i=1}^{j} n_i\bar{V}_i$$

onde $\bar{V}_i$ é o volume molar parcial do componente i da mistura. A variação de volume na mistura vale

$$\Delta V_{\text{durante a mistura}} = V_{\text{mistura}} - V_{\text{componentes}} = \sum_{i=1}^{j} n_i\bar{V}_i - \sum_{i=1}^{j} n_i\bar{v}_i$$

ou

$$\Delta V_{\text{durante a mistura}} = \sum_{i=1}^{j} n_i(\bar{V}_i - \bar{v}_i) \tag{11.105}$$

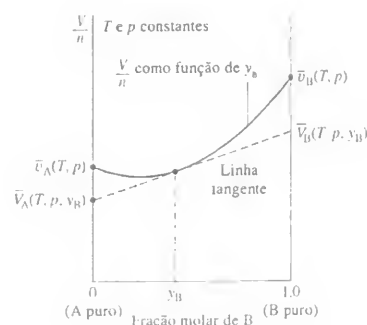



Fig. 11.5 Ilustraçao do cálculo dos volumes molares parciais pelo método das interseções

Resultados análogos podem ser obtidos para outras propriedades extensivas, como, por exemplo,

$$\Delta U_{\text{durante a mistura}} = \sum_{i=1}^{j} n_i(\bar{U}_i - \bar{u}_i)$$

$$\Delta H_{\text{durante a mistura}} = \sum_{i=1}^{j} n_i(\bar{H}_i - \bar{h}_i) \tag{11.106}$$

$$\Delta S_{\text{durante a mistura}} = \sum_{i=1}^{j} n_i(\bar{S}_i - \bar{s}_i)$$

Nas Eqs. 11.106, $\bar{u}_i$, $\bar{h}_i$, e $\bar{s}_i$ representam a energia interna, a entalpia e a entropia molares do componente puro i. Os símbolos $\bar{U}_i$, $\bar{H}_i$, e $\bar{S}_i$ representam as respectivas propriedades molares parciais.

11.9.2 Potencial Químico

Das propriedades molares parciais, a função de Gibbs molar parcial é particularmente útil para descrever o comportamento de misturas e soluções. Esta quantidade desempenha papel de destaque no critério de equilíbrio tanto químico quanto de fase (Cap. 14). Devido à sua importância no estudo de sistemas multicomponentes, a função de Gibbs molar parcial do componente i recebe um nome especial e um símbolo. Ela é chamada ***potencial químico*** do componente i e simbolizada por μ_i

potencial químico

$$\mu_i = \bar{G}_i = \left.\frac{\partial G}{\partial n_i}\right)_{T,p,n_l} \tag{11.107}$$

Assim como a temperatura e a pressão, o potencial químico μ_i é uma propriedade *intensiva*.

Aplicando a Eq 11.103 juntamente com a Eq. 11.107, podemos escrever a seguinte expressão:

$$G = \sum_{i=1}^{j} n_i\mu_i \tag{11.108}$$

Expressões para a energia interna, entalpia e função de Helmholtz podem ser obtidas a partir da Eq. 11.108, utilizando-se as definições $H = U + pV$, $G = H - TS$ e $\Psi = U - TS$. São elas:

$$U = TS - pV + \sum_{i=1}^{j} n_i\mu_i$$

$$H = TS + \sum_{i=1}^{j} n_i\mu_i \tag{11.109}$$

$$\Psi = -pV + \sum_{i=1}^{j} n_i\mu_i$$

Podem também ser obtidas outras relações úteis. Escrevendo-se a diferencial de $G(T, p, n_1, n_2, \ldots, n_j)$ tem-se

$$dG = \left.\frac{\partial G}{\partial p}\right)_{T,n} dp + \left.\frac{\partial G}{\partial T}\right)_{p,n} dT + \sum_{i=1}^{j}\left(\frac{\partial G}{\partial n_i}\right)_{T,p,n_l} dn_i \tag{11.110}$$

Os subscritos n dos dois primeiros termos indicam que todos os n são mantidos constantes durante a diferenciação. Uma vez que isto implica uma composição fixa, segue-se das Eqs. 11.30 e 11.31 que

$$V = \left(\frac{\partial G}{\partial p}\right)_{T,n} \quad \text{e} \quad -S = \left(\frac{\partial G}{\partial T}\right)_{p,n} \tag{11.111}$$

Com as Eqs. 11.107 e 11.111, a Eq 11.110 assume a forma

$$dG = V\,dp - S\,dT + \sum_{i=1}^{j} \mu_i\,dn_i \tag{11.112}$$

a qual é o equivalente da Eq 11.23 para um sistema multicomponente.

Outra expressão para dG é obtida escrevendo-se a diferencial da Eq. 11.108. Ou seja,

$$dG = \sum_{i=1}^{j} n_i\,d\mu_i + \sum_{i=1}^{j} \mu_i\,dn_i$$

Combinando-se esta equação com a Eq. 11.112, obtém-se a ***equação de Gibbs-Duhem***:

equação de Gibbs-Duhem

$$\sum_{i=1}^{j} n_i\,d\mu_i = V\,dp - S\,dT \tag{11.113}$$

11.9.3 Funções Termodinâmicas Fundamentais para Sistemas Multicomponentes

Uma *função termodinâmica fundamental* fornece uma descrição completa do estado termodinâmico de um sistema. Em princípio, todas as propriedades de interesse podem ser determinadas a partir de tal função por meio de diferenciação e/ou combinação. Recordando os desenvolvimentos da Seção 11.9.2, observamos que uma função $G(T, p, n_1, n_2, \ldots, n_j)$ é uma função termodinâmica fundamental para um sistema multicomponente.

As funções da forma $U(S, V, n_1, n_2, \ldots, n_j)$, $H(S, p, n_1, n_2, \ldots, n_j)$ e $\Psi(T, V, n_1, n_2, \ldots, n_j)$ também servem como funções termodinâmicas fundamentais para sistemas multicomponentes. Para demonstrar esse fato, primeiro escreva a diferencial de cada uma das Eqs. 11.109 e utilize a equação de Gibbs-Duhem, Eq. 11.113, para simplificar as expressões resultantes, obtendo

$$dU = T\,dS - p\,dV + \sum_{i=1}^{j} \mu_i\,dn_i \tag{11.114a}$$

$$dH = T\,dS + V\,dp + \sum_{i=1}^{j} \mu_i\,dn_i \tag{11.114b}$$

$$d\Psi = -p\,dV - S\,dT + \sum_{i=1}^{j} \mu_i\,dn_i \tag{11.114c}$$

Para sistemas multicomponentes, estas equações são o equivalente das Eqs. 11.18, 11.19 e 11.22, respectivamente.

A diferencial de $U(S, V, n_1, n_2, \ldots, n_j)$ é

$$dU = \left.\frac{\partial U}{\partial S}\right)_{V,n} dS + \left.\frac{\partial U}{\partial V}\right)_{S,n} dV + \sum_{i=1}^{j}\left(\frac{\partial U}{\partial n_i}\right)_{S,V,n_l} dn_i$$

Comparando esta expressão termo a termo com a Eq. 11.114a, temos

$$T = \left.\frac{\partial U}{\partial S}\right)_{V,n}, \qquad -p = \left.\frac{\partial U}{\partial V}\right)_{S,n}, \qquad \mu_i = \left.\frac{\partial U}{\partial n_i}\right)_{S,V,n_l} \tag{11.115a}$$

Ou seja, a temperatura, a pressão e os potenciais químicos podem ser obtidos por diferenciação de $U(S, V, n_1, n_2, \ldots, n_j)$. As duas primeiras das Eqs. 11.115a são equivalentes às Eqs. 11.24 e 11.25.

Um procedimento semelhante em que se utiliza uma função da forma $H(S, p, n_1, n_2, \ldots, n_j)$ juntamente com a Eq. 11.114b fornece

$$T = \left.\frac{\partial H}{\partial S}\right)_{p,n}, \qquad V = \left.\frac{\partial H}{\partial p}\right)_{S,n}, \qquad \mu_i = \left.\frac{\partial H}{\partial n_i}\right)_{S,p,n_l} \tag{11.115b}$$

onde as duas primeiras derivadas são equivalentes às Eqs. 11.26 e 11.27. Finalmente, com $\Psi(T, V, n_1, n_2, \ldots, n_j)$ e a Eq. 11.114c, obtém-se

$$-p = \left.\frac{\partial \Psi}{\partial V}\right)_{T,n}, \qquad -S = \left.\frac{\partial \Psi}{\partial T}\right)_{V,n}, \qquad \mu_i = \left.\frac{\partial \Psi}{\partial n_i}\right)_{T,V,n_l} \tag{11.115c}$$

As duas primeira derivadas são equivalentes às Eqs. 11.28 e 11.29. Com cada escolha de função fundamental, podem-se encontrar as propriedades extensivas remanescentes através de combinações em que se utilizam as definições $H = U + pV$, $G = H - TS$ e $\Psi = U - TS$.

A discussão precedente sobre funções termodinâmicas fundamentais conduziu a várias relações entre propriedades para sistemas multicomponentes que correspondem a relações obtidas anteriormente. Além disso podem-se obter, equivalentes das relações de Maxwell igualando-se derivadas parciais de segunda ordem cruzadas. Por exemplo, os dois primeiros termos do lado direito da Eq. 11.112 fornecem

$$\left.\frac{\partial V}{\partial T}\right)_{p,n} = -\left.\frac{\partial S}{\partial p}\right)_{T,n} \tag{11.116}$$

que corresponde à Eq. 11.35. Numerosas relações envolvendo potenciais químicos podem ser deduzidas de maneira análoga igualando-se derivadas parciais de segunda ordem cruzadas. Um exemplo importante oriundo da Eq. 11.112 é

$$\left.\frac{\partial \mu_i}{\partial p}\right)_{T,n} = \left.\frac{\partial V}{\partial n_i}\right)_{T,p,n_l}$$

Reconhecendo o lado direito desta equação como o volume molar parcial, tem-se

$$\left.\frac{\partial \mu_i}{\partial p}\right)_{T,n} = \overline{V}_i \tag{11.117}$$

Esta relação será aplicada posteriormente nesta seção.

A presente discussão se encerra com uma lista das quatro expressões diferentes deduzidas anteriormente para o potencial químico em termos de outras propriedades. Na ordem em que foram obtidas, são elas:

$$\mu_i = \left.\frac{\partial G}{\partial n_i}\right)_{T,p,n_l} = \left.\frac{\partial U}{\partial n_i}\right)_{S,V,n_l} = \left.\frac{\partial H}{\partial n_i}\right)_{S,p,n_l} = \left.\frac{\partial \Psi}{\partial n_i}\right)_{T,V,n_l} \tag{11.118}$$

Apenas a primeira dessas derivadas parciais é uma propriedade molar parcial, mas a expressão *molar parcial* só se aplica a derivadas parciais em que as variáveis independentes são a temperatura, a pressão e o número de moles de cada componente presente.

11.9.4 Fugacidade

O potencial químico desempenha papel importante na descrição de sistemas multicomponentes. Porém, em alguns casos é mais conveniente trabalhar em termos de uma propriedade relacionada a este, a fugacidade. Esta propriedade será apresentada na presente discussão.

Sistemas de Um Único Componente

Começa-se a análise retomando o caso de um sistema que consista em um único componente. Para este caso, a Eq. 11.108 pode ser simplificada para

$$G = n\mu \qquad \text{ou} \qquad \mu = \frac{G}{n} = \bar{g}$$

Ou seja, para um componente puro o potencial químico é igual à função de Gibbs por mol. Com esta equação, a Eq. 11.30 escrita em uma base por mol torna-se

$$\left.\frac{\partial \mu}{\partial p}\right)_T = \bar{v} \tag{11.119}$$

Para o caso especial de um gás ideal, $\bar{v} = \bar{R}T/p$, e a Eq. 11.119 assume a forma

$$\left.\frac{\partial \mu^*}{\partial p}\right)_T = \frac{\bar{R}T}{p}$$

em que o asterisco representa um gás ideal. Integrando a uma temperatura constante, tem-se

$$\mu^* = \bar{R}T \ln p + C(T) \tag{11.120}$$

em que $C(T)$ é uma função de integração. Uma vez que a pressão p pode assumir valores de zero até mais infinito, o termo $\ln p$ desta expressão, e assim o potencial químico, tem uma faixa de valores inconveniente que vai de menos infinito até mais infinito. A Eq. 11.120 também mostra que o potencial químico só pode ser determinado a menos de uma constante arbitrária.

INTRODUÇÃO À FUGACIDADE. Devido a essas considerações, é vantajoso para diversos tipos de análises termodinâmicas utilizar a fugacidade em vez do potencial químico, uma vez que ela é uma função bem comportada que pode ser calculada de modo mais conveniente. Introduz-se a ***fugacidade*** f através da expressão

fugacidade

$$\mu = \bar{R}T \ln f + C(T) \tag{11.121}$$

Comparando-se a Eq. 11.121 com a Eq. 11.120, percebe-se que a fugacidade desempenha, no caso geral, o mesmo papel que a pressão, no caso de um gás ideal. A fugacidade tem as mesmas unidades da pressão.

Substituindo a Eq. 11.121 na Eq. 11.119, obtém-se

$$\bar{R}T\left(\frac{\partial \ln f}{\partial p}\right)_T = \bar{v} \tag{11.122}$$

A integração da Eq. 11.122, mantendo-se constante a temperatura, pode determinar a fugacidade, ficando apenas uma constante arbitrária a ser determinada. Porém, ao se aproximar do comportamento de um gás ideal, quando a pressão tende a zero, pode-se fixar o termo constante exigindo-se que a fugacidade de um componente puro seja igual à pressão no limite de pressão nula. Ou seja,

$$\lim_{p \to 0} \frac{f}{p} = 1 \tag{11.123}$$

Assim, as Eqs. 11.122 e 11.123 *determinam completamente* a função fugacidade.

CÁLCULO DA FUGACIDADE. Discute-se, a seguir, como a fugacidade pode ser calculada. Com $Z = p\bar{v}/\bar{R}T$, a Eq. 11.122 torna-se

$$\bar{R}T\left(\frac{\partial \ln f}{\partial p}\right)_T = \frac{\bar{R}TZ}{p}$$

ou

$$\left(\frac{\partial \ln f}{\partial p}\right)_T = \frac{Z}{p}$$

Subtraindo $1/p$ de ambos os lados e integrando da pressão p' até a pressão p a uma temperatura constante T, tem-se

$$[\ln f - \ln p]_{p'}^{p} = \int_{p'}^{p} (Z - 1)\, d \ln p$$

ou

$$\left[\ln \frac{f}{p}\right]_{p'}^{p} = \int_{p'}^{p} (Z - 1)\, d \ln p$$

No limite, quando p' tende a zero, esta expressão, juntamente com a Eq. 11.123, resulta em

$$\ln \frac{f}{p} = \int_{0}^{p} (Z - 1)\, d \ln p$$

Expressa em termos da pressão reduzida, $p_R = p/p_c$, esta equação fica

$$\ln \frac{f}{p} = \int_{0}^{p_R} (Z - 1)\, d \ln p_R \qquad (11.124)$$

Como o fator de compressibilidade Z depende da temperatura reduzida T_R e da pressão reduzida p_R, tem-se que o lado direito da Eq. 11.124 depende apenas dessas propriedades. Conseqüentemente, a quantidade $\ln f/p$ é função apenas dessas duas propriedades reduzidas. Utilizando uma equação de estado generalizada que forneça Z como função de T_R e de p_R, pode-se facilmente calcular $\ln f/p$ com um computador. Representações em forma de tabelas também são encontradas na literatura. Como alternativa, pode-se empregar a representação gráfica apresentada na Fig. A-6.

➥ **POR EXEMPLO...** para ilustrar o uso da Fig. A-6, considere dois estados de água na condição de vapor à mesma temperatura, 400°C. No estado 1, a pressão é de 200 bar e, no estado 2, a pressão é de 240 bar. A variação de potencial químico entre esses estados pode ser determinada a partir da Eq. 11.121 como

$$\mu_2 - \mu_1 = \bar{R}T \ln \frac{f_2}{f_1} = \bar{R}T \ln\left(\frac{f_2}{p_2}\frac{p_2}{p_1}\frac{p_1}{f_1}\right)$$

Utilizando a pressão e a temperatura críticas da água fornecidas na Tabela A-1, no estado 1 $p_{R1} = 0{,}91$ e $T_{R1} = 1{,}04$ e, no estado 2, $p_{R2} = 1{,}09$ e $T_{R2} = 1{,}04$. Por inspeção da Fig. A-6, $f_1/p_1 = 0{,}755$ e $f_2/p_2 = 0{,}7$. Substituindo-se esses valores na equação anterior, obtém-se

$$\mu_2 - \mu_1 = (8{,}314)(673{,}15) \ln\left[(0{,}7)\left(\frac{240}{200}\right)\left(\frac{1}{0{,}755}\right)\right] = 597 \text{ kJ/kmol}$$

Para um componente puro, o potencial químico é igual à função de Gibbs por mol, $\bar{g} = \bar{h} - T\bar{s}$. Como a temperatura é a mesma nos estados 1 e 2, a variação de potencial químico pode ser expressa por $\mu_2 - \mu_1 = \bar{h}_2 - \bar{h}_1 - T(\bar{s}_2 - \bar{s}_1)$. Utilizando-se os dados da tabela de vapor, o valor obtido com esta expressão é 597 kJ/kmol, o que está em acordo com o valor determinado através do diagrama generalizado do coeficiente de fugacidade. ⬅

Sistemas Multicomponentes

A fugacidade de um componente i em uma mistura pode ser definida por meio de um procedimento parecido com a definição correspondente a um componente puro. Para um componente puro, o desenvolvimento começa com a Eq. 11.119 e a fugacidade é introduzida pela Eq. 11.121. Estas são, então, utilizadas para se escrever o par de equações, Eqs. 11.122 e 11.123, a partir das quais pode-se calcular a fugacidade. Para uma mistura, o desenvolvimento começa com a Eq. 11.117, o equivalente da Eq. 11.119, e a fugacidade $\bar{f}_i$ do componente i é introduzida por

$$\mu_i = \bar{R}T \ln \bar{f}_i + C_i(T) \qquad (11.125)$$

fugacidade de um componente da mistura

a qual é parecida com a Eq. 11.121. O par de equações que permite o cálculo da ***fugacidade de um componente de uma mistura***, $\bar{f}_i$, é

$$\bar{R}T\left(\frac{\partial \ln \bar{f}_i}{\partial p}\right)_{T,n} = \bar{V}_i \qquad (11.126a)$$

$$\lim_{p \to 0}\left(\frac{\bar{f}_i}{y_i p}\right) = 1 \qquad (11.126b)$$

O símbolo $\bar{f}_i$ representa a fugacidade do componente i na *mistura* e deve-se fazer uma distinção cuidadosa na discussão a seguir de f_i, a qual representa a fugacidade do componente i *puro*.

DISCUSSÃO. Em relação à Eq. 11.126b, note que, no limite de gás ideal, a fugacidade não precisa necessariamente ser igual à pressão p, como no caso de um componente puro, mas sim igualar-se à quantidade $y_i p$. Para perceber que esta é a quantidade-limite apropriada, considere um sistema que consista em uma mistura de gases que ocupa um volume V a pressão p e temperatura T. Se a mistura como um todo se comporta como um gás ideal, pode-se escrever

$$p = \frac{n\bar{R}T}{V} \qquad (11.127)$$

onde n é o número total de moles da mistura. Recordando da Seção 3.12 que um gás ideal pode ser considerado composto de moléculas que exercem forças desprezíveis umas sobre as outras e cujo volume é desprezível em relação ao volume total, pode-se imaginar cada componente i comportando-se como um gás ideal sozinho a temperatura T e volume V. Assim, a pressão exercida pelo componente i não seria a pressão da mistura p, mas a pressão p_i dada por

$$p_i = \frac{n_i\bar{R}T}{V} \qquad (11.128)$$

em que n_i é o número de moles do componente i. Dividindo-se a Eq. 11.128 pela Eq. 11.127, tem-se

$$\frac{p_i}{p} = \frac{n_i\bar{R}T/V}{n\bar{R}T/V} = \frac{n_i}{n} = y_i$$

Ou seja,

$$p_i = y_i p \qquad (11.129)$$

Conseqüentemente, a quantidade $y_i p$ que aparece na Eq. 11.126b corresponde à pressão p_i.

Aplicando-se o somatório a ambos os lados da Eq. 11.129, obtém-se

$$\sum_{i=1}^{j} p_i = \sum_{i=1}^{j} y_i p = p \sum_{i=1}^{j} y_i$$

Ou, uma vez que a soma das frações molares é igual a 1,

$$p = \sum_{i=1}^{j} p_i \qquad (11.130)$$

Em palavras, a Eq. 11.130 estabelece que a soma das pressões p_i é igual à pressão da mistura. Esta conclusão sugere a designação da *pressão parcial* para p_i. Com essas informações, observa-se agora que a Eq. 11.126b requer que a fugacidade do componente i se aproxime da pressão parcial do componente i na medida em que a pressão p tende a zero. Comparando-se as Eqs. 11.130 e 11.99a, nota-se também que a *regra da pressão aditiva* é exata para misturas de gases ideais. Este caso especial é considerado em mais detalhes na Seção 12.2 sob a denominação *modelo de Dalton*.

CÁLCULO DA FUGACIDADE EM UMA MISTURA. Discute-se a seguir como a fugacidade do componente i em uma mistura pode ser expressa em termos de quantidades que podem ser calculadas. Para um componente puro i, a Eq. 11.122 fornece

$$\bar{R}T\left(\frac{\partial \ln f_i}{\partial p}\right)_T = \bar{v}_i \qquad (11.131)$$

em que $\bar{v}_i$ é o volume específico molar de i puro. Subtraindo-se a Eq. 11.131 da Eq. 11.126a, tem-se

$$\bar{R}T\left[\frac{\partial \ln (\bar{f}_i/f_i)}{\partial p}\right]_{T,n} = \bar{V}_i - \bar{v}_i \qquad (11.132)$$

Integrando-se da pressão p' até a pressão p com a temperatura e a composição da mistura fixas, obtém-se

$$\bar{R}T\left[\ln\left(\frac{\bar{f}_i}{f_i}\right)\right]_{p'}^{p} = \int_{p'}^{p} (\bar{V}_i - \bar{v}_i)\, dp$$

No limite, quando p' tende a zero, esta expressão torna-se

$$\bar{R}T\left[\ln\left(\frac{\bar{f}_i}{f_i}\right) - \lim_{p'\to 0}\ln\left(\frac{\bar{f}_i}{f_i}\right)\right] = \int_0^p (\bar{V}_i - \bar{v}_i)\,dp$$

Como $f_i \to p'$ e $\bar{f}_i \to y_i p'$ na medida em que p' tende a zero, tem-se

$$\lim_{p'\to 0}\ln\left(\frac{\bar{f}_i}{f_i}\right) \to \ln\left(\frac{y_i p'}{p'}\right) = \ln y_i$$

Consequentemente, pode-se escrever

$$\bar{R}T\left[\ln\left(\frac{\bar{f}_i}{f_i}\right) - \ln y_i\right] = \int_0^p (\bar{V}_i - \bar{v}_i)\,dp$$

ou

$$\bar{R}T\ln\left(\frac{\bar{f}_i}{y_i f_i}\right) = \int_0^p (\bar{V}_i - \bar{v}_i)\,dp \qquad (11.133)$$

na qual $\bar{f}_i$ é a fugacidade do componente i à pressão p em uma mistura de composição dada a uma temperatura fixa, e f_i é a fugacidade de i puro às mesmas temperatura e pressão. A Eq. 11.133 expressa a relação entre $\bar{f}_i$ e f_i em termos da diferença entre $\bar{V}_i$ e $\bar{v}_i$, uma quantidade mensurável.

11.9.5 Solução Ideal

solução ideal

A tarefa de calcular as fugacidades dos componentes de uma mistura é consideravelmente simplificada quando a mistura pode ser modelada como uma solução ideal. Uma ***solução ideal*** é uma mistura para a qual

$$\bar{f}_i = y_i f_i \qquad \text{(solução ideal)} \qquad (11.134)$$

regra de Lewis-Randall

A Eq. 11.134, conhecida como ***regra de Lewis-Randall***, estabelece que a fugacidade de cada componente em uma solução ideal é igual ao produto de sua fração molar pela fugacidade do componente puro às mesmas temperatura, pressão e estado de agregação (gás, líquido ou sólido) da mistura. Muitas misturas gasosas a pressões baixas a moderadas são modeladas adequadamente pela regra de Lewis-Randall. As misturas de gases ideais consideradas no Cap. 12 são uma classe especial importante dessas misturas. Algumas soluções líquidas também podem ser modeladas com a regra de Lewis-Randall.

Em conseqüência da definição de uma solução ideal, surgem as seguintes características:

- Substituindo-se a Eq. 11.134 na Eq. 11.132, o lado esquerdo se anula, resultando em $\bar{V}_i - \bar{v}_i = 0$, ou

$$\bar{V}_i = \bar{v}_i \qquad (11.135)$$

Assim, o volume molar parcial de cada componente em uma solução ideal é igual ao volume específico molar do componente puro correspondente às mesmas temperatura e pressão. Quando a Eq. 11.135 é substituída na Eq. 11.105, pode-se concluir que não há variação de volume quando se misturam componentes puros para formar uma solução ideal.

Com a Eq. 11.135, o volume de uma solução ideal fica

$$V = \sum_{i=1}^{j} n_i\bar{V}_i = \sum_{i=1}^{j} n_i\bar{v}_i = \sum_{i=1}^{j} V_i \qquad \text{(solução ideal)} \qquad (11.136)$$

na qual V_i é o volume que o componente i ocuparia quando à temperatura e à pressão da mistura. Comparando-se as Eqs. 11.136 e 11.100a, vê-se que a *regra do volume aditivo* é exata para soluções ideais.

- Também se pode mostrar que a energia interna molar parcial de cada componente de uma solução ideal é igual à energia interna molar do componente puro correspondente às mesmas temperatura e pressão. Um resultado análogo ocorre para entalpia. Literalmente,

$$\bar{U}_i = \bar{u}_i, \qquad \bar{H}_i = \bar{h}_i \qquad (11.137)$$

Com essas expressões, pode-se concluir, das Eqs. 11.106, que não há variação de energia interna ou entalpia específicas quando se misturam componentes puros para formar uma solução ideal.

Com as Eqs. 11.137, a energia interna e a entalpia de uma solução ideal são

$$U = \sum_{i=1}^{j} n_i\bar{u}_i \qquad \text{e} \qquad H = \sum_{i=1}^{j} n_i\bar{h}_i \qquad \text{(solução ideal)} \qquad (11.138)$$

em que $\bar{u}_i$ e $\bar{h}_i$ representam, respectivamente, a energia interna e a entalpia molares do componente puro i à temperatura e à pressão da mistura.

Embora não haja variação de V, U ou H quando se misturam componentes puros para formar uma solução ideal, espera-se um aumento de entropia como resultado da mistura *adiabática* de componentes puros diferentes porque esse processo é irreversível. A separação da mistura nos componentes puros jamais ocorreria espontaneamente. A variação de entropia na mistura adiabática é considerada em mais detalhe, para o caso especial de misturas de gases ideais, na Seção 12.4.

A regra de Lewis-Randall requer que a fugacidade do componente i da mistura seja calculada em termos da fugacidade do componente puro i às mesmas temperatura e pressão da mistura e no *mesmo estado de agregação*. Por exemplo, se a mistura fosse um gás na condição T e p, então f_i seria determinada para i puro também na condição T e p, e como um gás. Porém, a certas pressões e temperaturas de interesse um componente de uma mistura gasosa pode, como uma substância pura, ser um líquido ou um sólido. Um exemplo é uma mistura de vapor d'água–ar a 20°C (68°F) e 1 atm. A essas temperatura e pressão, a água existe não como vapor, mas como líquido. Embora não sejam considerados aqui, foram desenvolvidos meios que permitem que o modelo de solução ideal seja útil nesses casos.

11.9.6 Potencial Químico para Soluções Ideais

A discussão de sistemas multicomponentes é concluída com a introdução de expressões para o cálculo do potencial químico de soluções ideais utilizadas em seções posteriores do livro.

Considere um estado de referência em que o componente i de um sistema multicomponentes é puro a uma temperatura T do sistema e a uma pressão do estado de referência p_{ref}. A diferença no potencial químico de i entre um estado especificado do sistema multicomponentes e o estado de referência é obtida por meio da Eq. 11.125 como

$$\mu_i - \mu_i^\circ = \bar{R}T\ln\frac{\bar{f}_i}{f_i^\circ} \qquad (11.139)$$

onde o sobrescrito ° representa valores de propriedades no estado de referência. A razão entre fugacidades que aparece no termo logarítmico é conhecida como ***atividade***, a_i, do componente i da mistura. Ou seja,

atividade

$$a_i = \frac{\bar{f}_i}{f_i^\circ} \qquad (11.140)$$

Para aplicações posteriores, é suficiente considerar o caso de misturas gasosas. No caso de misturas gasosas, p_{ref} é especificada como 1 atm, de modo que μ_i° e f_i° na Eq. 11.140 são, respectivamente, o potencial químico e a fugacidade de i puro à temperatura T e à pressão de 1 atm.

Uma vez que o potencial químico de um componente puro é igual à função de Gibbs por mol, a Eq. 11.139 pode ser escrita como

$$\mu_i = \bar{g}_i^\circ + \bar{R}T\ln a_i \qquad (11.141)$$

onde $\bar{g}_i^\circ$ é a função de Gibbs por mol do componente puro i calculada à temperatura T e à pressão de 1 atm: $\bar{g}_i^\circ = \bar{g}_i\ (T, 1\ \text{atm})$.

Para uma solução ideal, aplica-se a regra de Lewis-Randall, e a atividade é

$$a_i = \frac{y_i f_i}{f_i^\circ} \qquad (11.142)$$

onde f_i é a fugacidade do componente puro i à temperatura T e à pressão p. Substituindo-se a Eq. 11.142 na Eq. 11.141, tem-se

$$\mu_i = \bar{g}_i^\circ + \bar{R}T\ln\frac{y_i f_i}{f_i^\circ}$$

ou

$$\mu_i = \bar{g}_i^\circ + \bar{R}T\ln\left[\left(\frac{f_i}{p}\right)\left(\frac{p_{ref}}{f_i^\circ}\right)\frac{y_i p}{p_{ref}}\right] \qquad \text{(solução ideal)} \qquad (11.143)$$

Em princípio, as razões entre fugacidade e pressão sublinhadas nesta equação podem ser calculadas a partir da Eq. 11.124 ou do diagrama generalizado de fugacidade, Fig. A-6, desenvolvido a partir dela. Se o componente i se comporta como um gás ideal tanto a T, p quanto a T, p_{ref}, $f_i/p = f_i^\circ/p_{ref} = 1$, e a Eq. 11.143 é simplificada para

$$\mu_i = \bar{g}_i^\circ + \bar{R}T\ln\frac{y_i p}{p_{ref}} \qquad \text{(gás ideal)} \qquad (11.144)$$

Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo, foram apresentadas as relações termodinâmicas que permitem que u, h e s, bem como outras propriedades de sistemas simples compressíveis, sejam calculadas a partir de dados de propriedades de medição mais imediata. Foi dada ênfase aos sistemas que envolvem uma única espécie química, como a água, ou uma mistura como o ar. O capítulo também traz uma introdução às relações gerais entre propriedades para misturas e soluções.

As equações de estado que relacionam p, v e T são consideradas, incluindo-se a equação virial e exemplos de equações com duas constantes e com múltiplas constantes. Várias relações importantes entre propriedades baseadas nas características matemáticas das diferenciais exatas são desenvolvidas, incluindo-se as relações de Maxwell. Discute-se o conceito de uma função termodinâmica fundamental. Meios para o cálculo das variações de energia interna específica, entalpia e entropia são desenvolvidos e aplicados a processos de mudança de fase e de uma única fase. São apresentadas as relações entre propriedades que envolvem a expansividade volumétrica, compressibilidades isotérmica e isentrópica, velocidade do som, calores específicos e razão entre calores específicos, e o coeficiente de Joule-Thomson.

Além disso, descrevemos como as tabelas de propriedades termodinâmicas são elaboradas a partir das relações entre propriedades e métodos desenvolvidos neste capítulo. Tais procedimentos também fornecem a base para a recuperação de dados através de programas de computador. Também são descritos meios para se utilizarem os diagramas generalizados de desvio de entalpia e de entropia, e os diagramas generalizados do coeficiente de fugacidade para o cálculo da entalpia, da entropia e da fugacidade, respectivamente.

Foram também consideradas relações de p–v–T para misturas de gases de composição conhecida, incluindo a regra de Kay. O capítulo se encerra com uma discussão sobre as relações entre propriedades para sistemas multicomponentes, inclusive propriedades molares parciais, potencial químico, fugacidade e atividade. São apresentadas soluções ideais e a regra de Lewis-Randall como parte dessa discussão.

Os itens a seguir fornecem um guia de estudo para este capítulo. Ao término do estudo do texto e dos exercícios ao final deste capítulo, você deverá estar apto a escrever o significado dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos a eles relacionados. O conjunto de conceitos-chave listados a seguir é particularmente importante. Além disso, para sistemas que envolvem uma única espécie você estará apto a

- ✓ calcular os dados da relação p–v–T utilizando equações de estado, como as equações de Redlich-Kwong e Benedict-Webb-Rubin.
- ✓ utilizar as 16 relações entre propriedades resumidas na Tabela 11.1 e explicar como as relações são obtidas.
- ✓ calcular Δs, Δu e Δh utilizando a equação de Clapeyron ao considerar mudança de fase, e utilizando as equações de estado e as relações de calor específico quando considerar uma única fase.
- ✓ utilizar as relações entre propriedades apresentadas na Seção 11.5, tais como aquelas que envolvem os calores específicos, a expansividade volumétrica e o coeficiente de Joule-Thomson.
- ✓ explicar como são elaboradas as tabelas de propriedades termodinâmicas, tais como as Tabelas A-2 a A-18.
- ✓ utilizar os diagramas generalizados de desvio de entalpia e de entropia, Figs. A-4 e A-5, para calcular Δh e Δs.

Para uma *mistura de gases* de composição conhecida, você deverá estar apto a

- ✓ aplicar os métodos apresentados na Seção 11.8 para relacionar pressão, volume específico e temperatura — a regra de Kay, por exemplo

Para *sistemas multicomponentes*, você deverá estar apto a

- ✓ calcular as propriedades extensivas em termos das suas respectivas propriedades molares parciais.
- ✓ calcular os volumes molares parciais utilizando o *método das interseções*.
- ✓ calcular a fugacidade utilizando dados do diagrama generalizado do coeficiente de fugacidade, Fig. A-6.
- ✓ aplicar o modelo de solução geral.

Conceitos Fundamentais na Engenharia

equação de estado
diferencial exata
ensaio de exatidão
função de Helmholtz
função de Gibbs
relações de Maxwell
função fundamental
equação de Clapeyron
coeficiente de Joule-Thomson
desvios de entalpia e entropia
regra de Kay
método das interseções
potencial químico
fugacidade
regra de Lewis-Randall

Equações Principais

Equações de Estado

$Z = 1 + \dfrac{B(T)}{\bar{v}} + \dfrac{C(T)}{\bar{v}^2} + \dfrac{D(T)}{\bar{v}^3} + \dots$	(11.1)	Equação de estado virial
$p = \dfrac{\bar{R}T}{\bar{v} - b} - \dfrac{a}{\bar{v}^2}$	(11.2)	Equação de estado de van der Waals
$p = \dfrac{\bar{R}T}{\bar{v} - b} - \dfrac{a}{\bar{v}(\bar{v} + b)T^{1/2}}$	(11.7)	Equação de estado de Redlich-Kwong

Relações Matemáticas para as Propriedades

$\dfrac{\partial}{\partial y}\left[\left(\dfrac{\partial z}{\partial x}\right)_y\right]_x = \dfrac{\partial}{\partial x}\left[\left(\dfrac{\partial z}{\partial y}\right)_x\right]_y$	(11.14a)	Teste de exatidão
$\left(\dfrac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\dfrac{\partial N}{\partial x}\right)_y$	(11.14b)	
$\left(\dfrac{\partial x}{\partial y}\right)_z \left(\dfrac{\partial y}{\partial x}\right)_z = 1$	(11.15)	Relações importantes entre as derivadas parciais das propriedades
$\left(\dfrac{\partial y}{\partial z}\right)_x \left(\dfrac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\dfrac{\partial x}{\partial y}\right)_z = -1$	(11.16)	
Tabela 11.1	(11.24–11.36)	Resumo das relações das propriedades a partir de diferenciais exatas

Expressões para Δu, Δh e Δs

$\left(\dfrac{dp}{dT}\right)_{sat} = \dfrac{h_g - h_f}{T(v_g - v_f)}$	(11.40)	Equação de Clapeyron
$s_2 - s_1 = \displaystyle\int_1^2 \dfrac{c_v}{T}dT + \int_1^2 \left(\dfrac{\partial p}{\partial T}\right)_v dv$	(11.50)	Expressões para variações em s e u com T e v como variáveis independentes
$u_2 - u_1 = \displaystyle\int_1^2 c_v dT + \int_1^2 \left[T\left(\dfrac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p\right]dv$	(11.51)	
$s_2 - s_1 = \displaystyle\int_1^2 \dfrac{c_p}{T}dT - \int_1^2 \left(\dfrac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp$	(11.59)	Expressões para variações em s e h com T e p como variáveis independentes
$h_2 - h_1 = \displaystyle\int_1^2 c_p dT + \int_1^2 \left[v - T\left(\dfrac{\partial v}{\partial T}\right)_p\right]dp$	(11.60)	
$\bar{h}_2 - \bar{h}_1 = \bar{h}_2^* - \bar{h}_1^* - \bar{R}T_c\left[\left(\dfrac{\bar{h}^* - \bar{h}}{\bar{R}T_c}\right)_2 - \left(\dfrac{\bar{h}^* - \bar{h}}{\bar{R}T_c}\right)_1\right]$	(11.85)	Cálculo das variações de entalpia e entropia em função dos desvios generalizados de entalpia e entropia e dos dados das Figs. A-4 e A-5, respectivamente
$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{s}_2^* - \bar{s}_1^* - \bar{R}\left[\left(\dfrac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_2 - \left(\dfrac{\bar{s}^* - \bar{s}}{\bar{R}}\right)_1\right]$	(11.92)	

Outras Relações Termodinâmicas

$\psi = u - Ts$	(11.20)	Função de Helmholtz
$g = h - Ts$	(11.21)	Função de Gibbs
$c = \sqrt{-v^2\left(\dfrac{\partial p}{\partial v}\right)_s} = \sqrt{-kv^2\left(\dfrac{\partial p}{\partial v}\right)_T}$	(9.36b e 11.74)	Expressões para a velocidade do som
$\mu_J = \left(\dfrac{\partial T}{\partial p}\right)_h$	(11.75)	Coeficiente de Joule-Thomson

Propriedades de Misturas Multicomponentes

$T_c = \displaystyle\sum_{i=1}^{j} y_i T_{c,i}, \quad p_c = \sum_{i=1}^{j} y_i p_{c,i}$	(11.97)	Regra de Kay para temperatura e pressão críticas de misturas
$\bar{X}_i = \left.\dfrac{\partial X}{\partial n_i}\right)_{T,p,n_\ell}$	(11.102)	Propriedade molar parcial $\bar{X}_i$ e sua relação com a propriedade extensiva X
$X = \displaystyle\sum_{i=1}^{j} n_i \bar{X}_i$	(11.103)	X expresso na forma de uma soma ponderada de propriedades molares parciais

$\mu_i = \overline{G}_i = \left(\frac{\partial G}{\partial n_i}\right)_{T,p,n_l}$	(11.107)	Potencial químico de espécies i em uma mistura
$\overline{R}T\left(\frac{\partial \ln f}{\partial p}\right)_T = \bar{v}$ $\lim\limits_{p\to 0} \frac{f}{p} = 1$	(11.122) (11.123)	Expressões para o cálculo da fugacidade de um sistema de componente único
$\overline{R}T\left(\frac{\partial \ln \bar{f}_i}{\partial p}\right)_{T,n} = \overline{V}_i$ $\lim\limits_{p\to 0}\left(\frac{\bar{f}_i}{y_i p}\right) = 1$	(11.126a) (11.126b)	Expressões para o cálculo da fugacidade do componente i de uma mistura
$\bar{f}_i = y_i f_i$	(11.134)	Regra de Lewis-Randall para soluções ideais
$\mu_i = \bar{g}_i^{\circ} + \overline{R}T \ln \frac{y_i p}{p_{ref}}$	(11.144)	Potencial químico do componente i em uma mistura de gases ideais

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Qual é a vantagem de se utilizar a equação de estado de Redlich-Kwong na forma generalizada expressa pela Eq. 11.9, em vez da Eq. 11.7? Qual é a desvantagem?

2. Para determinar o volume específico do vapor d'água superaquecido a pressão e temperatura conhecidas, em que condições você utilizaria: as *tabelas de vapor*, o diagrama generalizado de compressibilidade, uma equação de estado, o modelo de gás ideal?

3. Se a função $p = p(T, v)$ é uma equação de estado, $(\partial p/\partial T)_v$ é uma propriedade? Quais são as variáveis independentes de $(\partial p/\partial T)_v$?

4. Na expressão $(\partial u/\partial T)_v$, qual é o significado do subscrito v?

5. Explique como um diagrama de Mollier fornece uma representação gráfica da função fundamental $h(s, p)$.

6. Como é utilizada a equação de Clapeyron?

7. Para um gás cuja equação de estado é $p\bar{v} = \overline{R}T$, os calores específicos $\bar{c}_p$ e $\bar{c}_v$ são *necessariamente* funções somente da temperatura?

8. Com referência ao diagrama p–T para a água, explique por que o gelo derrete sob a lâmina de um patim de gelo

9. Você consegue imaginar uma maneira de determinar o calor específico $\bar{c}_p$ de um gás por medição *direta*? E *indiretamente*, utilizando outros dados medidos?

10. Para um gás ideal, qual é o valor do coeficiente de Joule-Thomson?

11. Em que estados o desvio de entropia é desprezível? O coeficiente de fugacidade, f/p, aproximadamente iguala-se a 1?

12. Na Eq. 11.107, qual é o significado dos subscritos T, p e n_l? Qual o significado do i?

13. Como a Eq. 11.108 pode ser simplificada para um sistema que consista em uma substância pura? Repita para uma mistura de gases ideais.

14. Se dois líquidos diferentes de volumes conhecidos são misturados, o volume final é *necessariamente* igual à soma dos volumes originais?

15. Para uma solução binária a temperatura T e pressão p, como você determinaria o calor específico $\bar{c}_p$? Repita para uma solução ideal e para uma mistura de gases ideais

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Utilização das Equações de Estado

11.1 Devido a requisitos de segurança, a pressão no interior de um cilindro de 19,3 ft³ não deve exceder a 52 atm. Verifique a pressão no interior do cilindro se este estiver preenchido com 100 lb de CO_2 mantidas a 212°F, utilizando

(a) a equação de van der Waals.
(b) o diagrama de compressibilidade
(c) a equação de estado de gás ideal.

11.2 Dez libras-massa de propano têm um volume de 2 ft³ e uma pressão de 600 lbf/in². Determine a temperatura, em °R, utilizando

(a) a equação de van der Waals.
(b) o diagrama de compressibilidade.
(c) a equação de estado de gás ideal
(d) as tabelas de propano

11.3 A pressão no interior de um reservatório de 23,3 m³ não deve ser superior a 105 bar. Verifique essa pressão se o reservatório estiver preenchido com 1000 kg de vapor d'água mantidos a 360°C, utilizando

(a) a equação de estado de gás ideal.
(b) a equação de van der Waals.
(c) a equação de Redlich-Kwong.
(d) o diagrama de compressibilidade.
(e) as tabelas de vapor

11.4 Estime a pressão da água na condição de vapor a uma temperatura de 500°C e com uma massa específica de 24 kg/m³, utilizando

(a) as tabelas de vapor.
(b) o diagrama de compressibilidade.
(c) a equação de Redlich-Kwong.
(d) a equação de van der Waals.
(e) a equação de estado de gás ideal

11.5 Gás metano escoa por uma tubulação com uma vazão volumétrica de 11 ft³/s (0,31 m³/s) a uma pressão de 183 atm e a uma temperatura de 56°F (13,3°C). Determine a vazão mássica, em lb/s, utilizando

(a) a equação de estado de gás ideal
(b) a equação de van der Waals
(c) o diagrama de compressibilidade.

11.6 Determine o volume específico da água na condição de vapor a 20 MPa e 400°C, em m³/kg, utilizando

(a) as tabelas de vapor.
(b) o diagrama de compressibilidade
(c) a equação de Redlich-Kwong.
(d) a equação de van der Waals
(e) a equação de estado de gás ideal.

11.7 Um recipiente cujo volume é de 1 m³ contém 4 kmol de metano a 100°C. Devido a requisitos de segurança, a pressão do metano não deve ser superior a 12 MPa. Verifique a pressão, utilizando

(a) a equação de estado de gás ideal.
(b) a equação de Redlich-Kwong
(c) a equação de Benedict-Webb-Rubin

11.8 Gás metano a 100 atm e −18°C é armazenado em um reservatório de 10 m³. Determine a massa de metano contida no reservatório, em kg, utilizando

(a) a equação de estado de gás ideal
(b) a equação de van der Waals
(c) a equação de Benedict-Webb-Rubin

11.9 Utilizando a equação de estado de Benedict-Webb-Rubin, determine o volume, em m³ ocupado por 165 kg de metano a uma pressão de 200 atm e temperatura de 400 K. Compare com os resultados obtidos utilizando a equação de estado de gás ideal e o diagrama generalizado de compressibilidade.

11.10 Um reservatório rígido contém 1 kg de oxigênio (O_2) a p_1 = 40 bar e T_1 = 180 K. O gás é resfriado até a temperatura cair para 150 K. Determine o volume do reservatório, em m³, e a pressão final, em bar, utilizando

(a) a equação de estado de gás ideal
(b) a equação de Redlich-Kwong.
(c) o diagrama de compressibilidade.

11.11 Uma libra-massa de ar que inicialmente ocupa um volume de 0,4 ft³ (0,001 m³) a uma pressão de 1000 lbf/in² (6,9 Mpa) expande-se isotermicamente e sem irreversibilidades até o volume de 2 ft³ (0,06 m³). Utilizando a equação de estado de Redlich-Kwong, determine

(a) a temperatura, em °R
(b) a pressão final, em lbf/in²
(c) o trabalho realizado nesse processo, em Btu.

11.12 Vapor d'agua inicialmente a 240°C e 1 MPa se expande em um arranjo cilindro–pistão isotermicamente e sem irreversibilidades internas até uma pressão final de 0,1 MPa. Calcule o trabalho realizado, em kJ/kg. Utilize uma equação de estado virial truncada com a forma

$$Z = 1 + \frac{B}{v} + \frac{C}{v^2}$$

em que as constantes B e C são calculadas através de dados da tabela de vapor a 240°C e pressões que variam de 0 a 1 MPa.

11.13 De acordo com as séries viriais, Eqs. 3.30 e 3.31, mostre que $\hat{B} = B/\overline{R}T$, $\hat{C} = (C - B^2)/\overline{R}^2T^2$

11.14 Expresse a Eq. 11.5, a equação de van der Waals, em termos do fator de compressibilidade Z.

(a) Como uma série virial em v'_R. [*Sugestão*: Expanda o termo $(v'_R - 1/8)^{-1}$ da Eq. 11.5 em uma série.]
(b) Como uma série virial em p_R
(c) Desprezando os termos que envolvem $(p_R)^2$ e de ordem superior na série virial do item (b), obtenha a seguinte forma aproximada

$$Z = 1 + \left(\frac{1}{8} - \frac{27/64}{T_R}\right)\frac{p_R}{T_R}$$

(d) Compare os fatores de compressibilidade determinados pela equação do item (c) com os fatores de compressibilidade tabulados na literatura para $0 < p_R \leq 0,6$ e cada uma das T_R = 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8 e 2,0. Comente sobre a faixa de validade da forma aproximada

11.15 A equação de estado de Berthelot tem a forma

$$p = \frac{\overline{R}T}{\bar{v} - b} - \frac{a}{T\bar{v}^2}$$

(a) Utilizando as Eqs. 11.3, mostre que

$$a = \frac{27}{64}\frac{\overline{R}^2T_c^3}{p_c}, \qquad b = \frac{1}{8}\frac{\overline{R}T_c}{p_c}$$

(b) Expresse a equação em termos do fator de compressibilidade Z, da temperatura reduzida T_R e do volume específico pseudo-reduzido v'_R

11.16 A equação de estado de Beattie-Bridgeman pode ser expressa como

$$p = \frac{RT(1 - \varepsilon)(v + B)}{v^2} - \frac{A}{v^2}$$

onde

$$A = A_0\left(1 - \frac{a}{v}\right), \qquad B = B_0\left(1 - \frac{b}{v}\right)$$

$$\varepsilon = \frac{c}{vT^3}$$

e A_0, B_0, a, b e c são constantes. Expresse esta equação de estado em termos da pressão reduzida, p_R, da temperatura reduzida, T_R, do volume específico pseudo-reduzido, v'_R e de constantes adimensionais apropriadas.

11.17 A equação de estado de Dieterici é

$$p = \left(\frac{RT}{v - b}\right)\exp\left(\frac{-a}{RTv}\right)$$

(a) Utilizando as Eqs. 11.3, mostre que

$$a = \frac{4R^2T_c^2}{p_c e^2}, \qquad b = \frac{RT_c}{p_c e^2}$$

(b) Mostre que a equação de estado pode ser expressa em termos de variáveis do diagrama de compressibilidade como

$$Z = \left(\frac{v'_R}{v'_R - 1/e^2}\right)\exp\left(\frac{-4}{T_R v'_R e^2}\right)$$

(c) Converta o resultado do item (b) para uma série virial em v'_R. (*Sugestão*: Expanda o termo $(v'_R - 1/e^2)^{-1}$ em uma série. Expanda também o termo exponencial em uma série.)

11.18 A equação de estado de Peng-Robinson tem a forma

$$p = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2 - c^2}$$

Utilizando as Eqs. 11.3, calcule as constantes a, b e c em termos da pressão crítica p_c, da temperatura crítica T_c e do fator de compressibilidade crítico Z_c

11.19 A relação p–v–T para hidrocarbonetos clorofluorinados pode ser descrita pela equação de estado de Carnahan-Starling-DeSantis

$$\frac{p\bar{v}}{\overline{R}T} = \frac{1 + \beta + \beta^2 - \beta^3}{(1 + \beta)^3} - \frac{a}{\overline{R}T(\bar{v} + b)}$$

onde $\beta = b/4\bar{v}$, $a = a_0 \exp(a_1T + a_2T_2)$, e $b = b_0 + b_1T + b_2T^2$. Para os Refrigerantes 12 e 13, os coeficientes necessários para T em K, a em J · L/(mol)², e b em L/mol, são dados na Tabela P11.19. Especifique qual dos dois refrigerantes permitiria o armazenamento da menor quantidade de massa em um recipiente de 10 m³ a 0,2 MPa e 80°C.

Tabela P11.19

	$a_0 \times 10^{-3}$	$a_1 \times 10^3$	$a_2 \times 10^6$	b_0	$b_1 \times 10^4$	$b_2 \times 10^8$
R-12	3,52412	−2,77230	−0,67318	0,15376	−1,84195	−5,03644
R-13	2,29813	−3,41828	−1,52430	0,12814	−1,84474	−10,7951

Utilização das Relações de Diferenciais Exatas

11.20 A diferencial de pressão obtida de uma certa equação de estado é dada por uma das expressões a seguir Determin e a equação de estado

$$dp = \frac{2(v-b)}{RT}dv + \frac{(v-b)^2}{RT^2}dT$$

$$dp = -\frac{RT}{(v-b)^2}dv + \frac{R}{v-b}dT$$

11.21 Substituindo $\delta Q_{\text{int rev}} = T\,dS$ na Eq 6.10, tem-se

$$\delta Q_{\text{int rev}} = dU + p\,dV$$

Utilizando esta expressão juntamente com o teste de exatidão, demonstre que $Q_{\text{int rev}}$ não é uma propriedade.

11.22 Mostre que a Eq. 11.16 é satisfeita por uma equação de estado com a forma $p = [RT/(v-b)] + a$.

11.23 Para as funções $x = x(y, w)$, $y = y(z, w)$, $z = z(x, w)$, demonstre que

$$\left.\frac{\partial x}{\partial y}\right)_w \left.\frac{\partial y}{\partial z}\right)_w \left.\frac{\partial z}{\partial x}\right)_w = 1$$

11.24 Utilizando a Eq. 11.35, verifique a consistência das tabelas

(a) de vapor a 2 MPa e 400°C.
(b) do Refrigerante 134a a 2 bar e 50°C.

11.25 Utilizando a Eq 11.35, verifique a consistência das tabelas

(a) de vapor a 100 lbf/in² (689,5 KPa) e 600°F (315,6°C).
(b) do Refrigerante 134a a 40 lbf/in² (275,8 KPa) e 100°F (37,8°C).

11.26 A uma pressão de 1 atm, água no estado líquido tem um estado de massa específica *máxima* nas proximidades de 4°C. O que se pode concluir sobre $(\partial s/\partial p)_T$ a

(a) 3°C? (b) 4°C? (c) 5°C?

11.27 Um gás entra em um compressor que opera em regime estacionário e é comprimido isentropicamente A entalpia específica aumenta ou diminui à medida que o gás passa da entrada para a saída do compressor?

11.28 Mostre que T, p, h, ψ e g podem ser individualmente determinados a partir de uma função termodinâmica fundamental da forma $u = u(s, v)$.

11.29 Calcule p, s, u, h, c_v e c_p de uma substância para a qual a função de Helmholtz tem a forma

$$\psi = -RT\ln\frac{v}{v'} - cT'\left[1 - \frac{T}{T'} + \frac{T}{T'}\ln\frac{T}{T'}\right]$$

onde v' e T' representam o volume específico e a temperatura, respectivamente, em um estado de referência, e c é uma constante.

11.30 O diagrama de Mollier fornece uma representação gráfica da função termodinâmica fundamental $h = h(s, p)$. Mostre que em qualquer estado fixado por s e p as propriedades T, v, u, ψ e g podem ser avaliadas utilizando-se os dados obtidos do diagrama.

11.31 Deduza a relação $c_p = -T(\partial^2 g/\partial T^2)_p$.

Cálculo de Δs, Δu e Δh

11.32 Utilizando os dados de p–v–T para amônia saturada da Tabela A13-E, calcule a 20°F

(a) $h_g - h_f$ (b) $u_g - u_f$ (c) $s_g - s_f$

Compare com os resultados obtidos utilizando os dados da tabela.

11.33 Utilizando os dados de p–v–T para agua saturada das tabelas de vapor, calcule a 50°C

(a) $h_g - h_f$ (b) $u_g - u_f$ (c) $s_g - s_f$

Compare com os resultados obtidos utilizando os dados da tabela de vapor

11.34 Utilizando h_{fg}, v_{fg} e p_{sat} a 10°F (−12,2°C) das tabelas do Refrigerante 134a, estime a pressão de saturação a 20°F (−6,7°C). Comente sobre a precisão de sua estimativa

11.35 Utilizando h_{fg}, v_{fg} e p_{sat} a 26°C das tabelas de amônia, estime a pressão de saturação a 30°C. Comente sobre a precisão de sua estimativa

11.36 Utilizando os dados fornecidos para o ponto triplo da água na Tabela A-6E, estime a pressão de saturação a −40°F. Compare com o valor listado na Tabela A-6E.

11.37 A 0°C, os volumes específicos da água sólida saturada (gelo) e água líquida saturada são, respectivamente, $v_{gelo} = 1{,}0911 \times 10^{-3}$ m³/kg e $v_f = 1{,}0002 \times 10^{-3}$ m³/kg, e a variação na entalpia específica na fusão é $h_{gelof} = 333{,}4$ kJ/kg. Calcule a temperatura de fusão do gelo a (a) 250 bar e (b) 500 bar Localize suas respostas em um esboço do diagrama p–T para água.

11.38 A linha representativa da região bifásica sólido–líquido no diagrama de fases inclina-se para a esquerda para substâncias que se expandem durante o congelamento e para a direita para substâncias que se contraem durante o congelamento (Seção 3.2.2). Verifique esse comportamento para os casos do chumbo que se contrai durante o congelamento e do bismuto que se expande durante o congelamento

11.39 Considere uma cadeira de quatro pernas em repouso sobre uma pista de patinação. A massa total da cadeira e de uma pessoa nela sentada é de 80 kg. Se a temperatura o gelo é −2°C, determine a área total mínima, em cm², que as pontas das pernas da cadeira podem ter antes que o gelo em contato com elas derreta. Utilize os dados do Problema 11 37 e considere a aceleração local da gravidade igual a 9,8 m/s².

11.40 Em um determinado intervalo de temperatura, a curva de pressão de saturação–temperatura de uma substância é representada por uma equação da forma $\ln p_{sat} = A - B/T$, onde A e B são constantes determinadas empiricamente.

(a) Obtenha expressões para $h_g - h_f$ e $s_g - s_f$ em termos de dados de p–v–T e da constante B.
(b) Utilizando os resultados do item (a), calcule $h_g - h_f$ e $s_g - s_f$ para a água na condição de vapor a 25°C e compare com os dados da tabela de vapor.

11.41 Utilizando os dados para a água da Tabela A-2, determine as constantes A e B que fornecem o melhor ajuste no sentido de mínimos quadrados para a pressão de saturação no intervalo de 20 a 30°C através da equação $\ln p_{sat} = A - B/T$. Utilizando esta equação, determine dp_{sat}/dt a 25°C. Calcule $h_g - h_f$ a 25°C e compare com o valor da tabela de vapor.

11.42 Dentro de intervalos limitados de temperatura, a curva de pressão de saturação–temperatura para estados bifásicos líquido–vapor pode ser representada por uma equação da forma $\ln p_{sat} = A - B/T$, onde A e B são constantes. Deduza a expressão a seguir que relaciona três estados quaisquer sobre tal trecho da curva:

$$\frac{p_{sat,3}}{p_{sat,1}} = \left(\frac{p_{sat,2}}{p_{sat,1}}\right)^{\tau}$$

onde $\tau = T_2(T_3 - T_1)/T_3(T_2 - T_1)$.

11.43 Utilize o resultado do Problema 11.42 para determinar

(a) a pressão de saturação a 30°C utilizando os dados da relação pressão de saturação–temperatura a 20°C e 40°C da Tabela A-2. Compare com o valor da tabela para a pressão de saturação a 30°C.
(b) a temperatura de saturação a 0,006 MPa utilizando os dados da relação pressão de saturação–temperatura a 20°C e 40°C da Tabela A-2 Compare com a temperatura de saturação a 0,006 MPa dada pela Tabela A-3.

11.44 Faça os seguintes exercícios envolvendo inclinações:

(a) No ponto triplo da água, avalie a razão entre a inclinação da linha de vaporização e a inclinação da linha de sublimação. Utilize os dados da tabela de vapor para obter um valor numérico para esta razão.
(b) Considere a região de vapor superaquecido de um diagrama temperatura–entropia Mostre que a inclinação de uma linha de volume específico constante é maior que a inclinação de uma linha de pressão constante que passa pelo mesmo estado
(c) Um diagrama entalpia–entropia (diagrama de Mollier) é frequentemente utilizado na análise de turbinas a vapor Obtenha uma expressão para a inclinação de uma linha de pressão constante neste diagrama em termos somente dos dados da relação p–v–T.
(d) Um diagrama pressão–entalpia é freqüentemente utilizado na indústria de refrigeração. Obtenha uma expressão para a inclinação de uma linha isentrópica nesse diagrama em termos somente dos dados da relação p–v–T

11.45 Utilizando somente os dados da relação p–v–T de tabelas de amônia, avalie as variações na entalpia e na entropia específicas para um processo que evolui de 70 lbf/in² (482,6 Kpa) e 40°F (4,4°C) para 14 lbf/in² (96,5 Kpa) e 40°F. Compare com os valores tabelados.

11.46 Um kmol de argônio a 300 K está inicialmente confinado em um dos lados de um recipiente rígido e isolado dividido em volumes iguais de 0,2 m³ por uma placa divisória. O outro lado está inicialmente em vácuo. A placa divisória é retirada e o argônio se expande, preenchendo todo o recipiente. Utilizando a equação de estado de van der Waals, determine a temperatura final do argônio, em K Repita o problema utilizando a equação de estado de gás ideal.

11.47 Obtenha a relação entre c_p e c_v para um gás que obedece à equação de estado $p(v - b) = RT$

11.48 A relação p–v–T para um certo gás é representada aproximadamente por $v = RT/p + B - A/RT$, onde R é a constante do gás e A e B são constantes. Determine expressões para as variações da entalpia, da energia interna e da entropia específicas, $[h(p_2, T) - h(p_1, T)]$, $[u(p_2, T) - u(p_1, T)]$ e $[s(p_2, T) - s(p_1, T)]$, respectivamente.

11.49 Desenvolva expressões para as variações da entalpia, energia interna e entropia específicas $[h(v_2, T) - h(v_1, T)]$, $[u(v_2, T) - u(v_1, T)]$ e $[s(v_2, T) - s(v_1, T)]$, utilizando a

(a) equação de estado de van der Waals.
(b) equação de estado de Redlich-Kwong

11.50 Em determinados estados, os dados da relação p–v–T de um gás podem ser expressos como $Z = 1 - Ap/T^4$, onde Z é o fator de compressibilidade e A é uma constante.

(a) Obtenha uma expressão para $(\partial p/\partial T)_v$ em termos de p, T, A e a constante do gás R.
(b) Obtenha uma expressão para a variação de entropia específica, $[s(p_2, T) - s(p_1, T)]$.
(c) Obtenha uma expressão para a variação de entalpia específica, $[h(p_2, T) - h(p_1, T)]$

11.51 Para um gás cujo comportamento p–v–T pode ser descrito por $Z = 1 + Bp/RT$, onde B é uma função da temperatura, deduza expressões para as variações da entalpia, da energia interna e da entropia específicas $[h(p_2, T) - h(p_1, T)]$, $[u(p_2, T) - u(p_1, T)]$ e $[s(p_2, T) - s(p_1, T)]$.

11.52 Para um gás cujo comportamento da relação p–v–T pode ser descrito por $Z = 1 + B/v + C/v^2$, onde A e B são funções da temperatura, deduza uma expressão para a variação de entropia específica $[s(v_2, T) - s(v_1, T)]$.

Utilização de Outras Relações Termodinâmicas

11.53 O volume de uma esfera de cobre de 1 kg é mantido dentro de uma variação de no máximo 0,1%. Se a pressão exercida sobre a esfera for aumentada em 10 bar enquanto a temperatura permanece constante a 300 K, determine a pressão máxima admissível, em bar. Os valores médios de ρ, β e κ são 8888 kg/m³, $49{,}2 \times 10^{-6}$ (K)⁻¹ e $0{,}776 \times 10^{-11}$ m²/N, respectivamente.

11.54 O volume de uma esfera de cobre de 1 lb (0,45 kg) é mantido dentro de uma variação de no máximo 0,1%. Se a pressão exercida sobre a esfera for aumentada em 1 atm enquanto a temperatura permanece constante a 80°F (26,7°C), determine a pressão máxima admissível, em atm. Os valores médios de ρ, β e κ são 555 lb/ft³ (8890,2 kg/m³), $2{,}75 \times 10^{-5}$ (°R)⁻¹ ($1{,}5 \times 10^{-5}$ (°k⁻¹)) e $3{,}72 \times 10^{-10}$ ft²/lbf ($0{,}78 \times 10^{-11}$ m²/N), respectivamente.

11.55 Desenvolva expressões para a expansividade volumetrica β e para a compressibilidade isotérmica κ, considerando

(a) um gás ideal
(b) um gás cuja equação de estado é $p(v - b) = RT$.
(c) um gás que obedece à equação de van der Waals

11.56 Desenvolva expressões para a expansividade volumétrica β e para a compressibilidade isotérmica κ em termos de T, p, Z e as primeiras derivadas parciais de Z Determine o sinal de κ para estados de gás com $p_R < 3$, $T_R < 2$ Discuta o resultado

11.57 Mostre que a compressibilidade isotérmica κ é sempre maior que ou igual à compressibilidade isentrópica α.

11.58 Prove que $(\partial\beta/\partial p)_T = -(\partial\kappa/\partial T)_p$.

11.59 Para o alumínio a 0°C $\rho = 2700$ kg/m³, $\beta = 71{,}4 \times 10^{-6}$ (K)⁻¹, $\kappa = 1{,}34 \times 10^{-11}$ m²/N e $c_p = 0{,}9211$ kJ/kg · K. Determine o erro percentual que resultaria em c_v se fosse considerado $c_p = c_v$

11.60 Estime o aumento na temperatura, em °C, do mercúrio inicialmente a 0°C e 1 bar se a sua pressão for aumentada para 1000 bar isentropicamente. Para o mercúrio a 0°C, $c_p = 28{,}0$ kJ/kmol · K, $\bar{v} = 0{,}0147$ m³/kmol e $\beta = 17{,}8 \times 10^{-5}$ (K)⁻¹

11.61 Em certos estados, a relação p–v–T para um determinado gás pode ser representada por $Z = 1 - Ap/T^4$, onde Z é o fator de compressibilidade e A é uma constante. Obtenha uma expressão para o calor específico c_p em termos da constante do gás R, da razão entre calores específicos k e de Z. Verifique se sua expressão se reduz à Eq. 3.47a quando $Z = 1$.

11.62 Para um gás que obedece à equação de estado de van der Waals,

(a) mostre que $(\partial c_v/\partial v)_T = 0$.
(b) desenvolva uma expressão para $c_p - c_v$.
(c) desenvolva expressões para $[u(T_2, v_2) - u(T_1, v_1)]$ e $[s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1)]$.
(d) finalize os cálculos de Δu e Δs considerando $c_v = a + bT$, sendo a e b constantes.

11.63 Se o valor do calor específico c_v do ar é de 0,1965 Btu/lb · °R (0,82 kJ/kg · K) a T_1 = 1000°F (537,8°C), v_1 = 36,8 ft³/lb (2,3 m³/kg), determine o valor de c_v a T_2 = 1000°F, v_2 = 0,0555 ft³/lb (0,003 m³/kg). Considere que o ar obedece à equação de estado de Berthelot

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{Tv^2}$$

onde

$$a = \frac{27}{64}\frac{R^2T_c^3}{p_c}, \qquad b = \frac{1}{8}\frac{RT_c}{p_c}$$

11.64 Mostre que a razão entre calores específicos k pode ser expressa como $k = c_p\kappa/(c_p\kappa - Tv\beta^2)$ Utilizando esta expressão juntamente com os dados das tabelas de vapor, calcule k para o vapor d'água a 200 lb/in² e 500°F.

11.65 Para a água líquida a 40°C e 1 atm, estime

(a) c_v, em kJ/kg · K.
(b) a velocidade do som, em m/s.

Utilize os dados da Tabela 11.2, se necessário.

11.66 Utilizando os dados da tabela de vapor, estime a velocidade do som na água líquida a (a) 20°C e 50 bar, (b) 50°F e 1500 lbf/in².

11.67 Em uma certa posição dentro de um *túnel de vento*, uma corrente de ar está a 500°F (260,0°C), 1 atm e tem uma velocidade de 2115 ft/s (644,6 m/s). Determine o número de Mach nessa posição.

11.68 Para um gás que obedece à equação de estado $p(v - b) = RT$, onde b é uma constante positiva, é possível reduzir sua temperatura em uma expansão de Joule-Thomson?

11.69 O comportamento de um gás é descrito por $v = RT/p - A/T + B$, onde A e B são constantes. Para esse gás obtenha uma expressão

(a) para as temperaturas nos estados de inversão de Joule-Thomson.
(b) para $c_p - c_v$.

11.70 Determine a temperatura de inversão de Joule-Thomson *máxima* em termos da temperatura crítica T_c prevista pela equação

(a) de van der Waals.
(b) de Redlich-Kwong
(c) de Dieterici dada no Problema 11.17

11.71 Deduza uma equação para o coeficiente de Joule-Thomson como função de T e v para um gás que obedece à equação de estado de van der Waals e cujo calor específico c_v é dado por $c_v = A + BT + CT^2$, sendo A, B e C constantes. Calcule as temperaturas nos estados de *inversão* em termos de R, v e das constantes de van der Waals a e b.

11.72 Mostre que a Eq 11 77 pode ser escrita como

$$\mu_J = \frac{T^2}{c_p}\left(\frac{\partial(v/T)}{\partial T}\right)_p$$

(a) Utilizando este resultado, obtenha uma expressão para o coeficiente de Joule-Thomson de um gás que obedece à equação de estado

$$v = \frac{RT}{p} - \frac{Ap}{T^2}$$

onde A é uma constante

(b) Utilizando o resultado do item (a), determine c_p, em kJ/kg · K, para CO_2 a 400 K e 1 atm, onde μ_J = 0,57 K/atm. Para o CO_2, A = 2,78 × 10^{-3} $m^5 \cdot K^2/kg \cdot N$

Desenvolvimento de Dados para as Propriedades

11.73 Se o calor específico c_v de um gás que obedece à equação de van der Waals é expresso a uma determinada pressão p', por $c_v = A + BT$, sendo A e B constantes, desenvolva uma expressão para a variação da entropia específica entre dois estados quaisquer 1 e 2. $[s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1)]$.

11.74 Considerando o ar, escreva um programa de computador que calcule a variação de entalpia específica de um estado em que a temperatura seja 25°C e a pressão seja 1 atm para um estado em que a temperatura é T e a pressão é p. Utilize a equação de estado de van der Waals e considere a variação do calor específico do gás ideal conforme a Tabela A-21

11.75 Utilizando a equação de estado de Redlich-Kwong, determine as variações na entalpia específica, em kJ/kmol · K, e na entropia específica, em kJ/kmol, para o etileno entre os estados 400 K e 1 bar, e 400 K e 100 bar.

11.76 Utilizando a equação de estado de Benedict-Webb-Rubin juntamente com uma relação para calor específico da Tabela A-21, determine a variação na entalpia específica, em kJ/kmol, para o metano entre os estados 300 K e 1 atm e 400 K e 200 atm.

11.77 Utilizando a equação de estado de Redlich-Kwong juntamente com uma relação apropriada para calor específico, determine a temperatura final de uma expansão isentrópica de nitrogênio do estado a 400 K e 250 atm para 5 atm

11.78 Uma certa substância compressível simples e pura apresenta as seguintes relações de propriedade. A relação p–v–T na fase vapor é

$$v = \frac{RT}{p} - \frac{Bp}{T^2}$$

onde v é expresso em ft³/lb, T em °R, p em lbf/ft², R = 50 ft · lbf/lb · °R e B = 100 ft⁵ · (°R)²/lb · lbf. A pressão de saturação, em lbf/ft², é descrita por

$$\ln p_{sat} = 12 - \frac{2400}{T}$$

O coeficiente de Joule-Thomson a 10 lbf/in² (68,9 kPa) e 200°F (93,3°C) é 0,004°R · ft²/lbf. O calor específico do gás ideal c_{p0} é constante na faixa de temperatura entre 0 e 300°F (−17,8 a 148,9°C).

(a) Complete a seguinte tabela de valores de propriedades

T	p	v_l	v_g	h_l	h_g	s_l	s_g
0°F (−17,8°C)		0,03		0		0,000	
100°F (37,8°C)		0,03					

para p em lbf/in², v em ft³/lb, h em Btu/lb e s em Btu/lb · °R.

(b) Calcule v, h e s no estado determinado por 15 lbf/in² (103,4 kPa) e 300°F (148,9°C).

Utilização dos Desvios de Entalpia e Entropia

11.79 Com base na Eq. 11.90, deduza a Eq. 11.91.

11.80 Deduza uma expressão que forneça

(a) a energia interna de uma substância em relação àquela do seu modelo de gás ideal à mesma temperatura: $[u(T, v) - u^*(T)]$.
(b) a entropia de uma substância em relação àquela do seu modelo de gás ideal à mesma temperatura e o mesmo volume específico: $[s(T, v) - s^*(T, v)]$.

11.81 Deduza expressões para os desvios de entalpia e entropia utilizando uma equação de estado da forma $Z = 1 + Bp_R$, sendo B uma função da temperatura reduzida, T_R.

11.82 A seguinte expressão para o desvio de entalpia é conveniente para uso com equações de estado que fornecem a pressão explicitamente.

$$\frac{\bar{h}^*(T) - \bar{h}(T, \bar{v})}{\bar{R}T_c} = T_R\left[1 - Z - \frac{1}{\bar{R}T}\int_{\infty}^{\bar{v}}\left[T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p\right]d\bar{v}\right]$$

(a) Deduza esta expressão.
(b) Utilizando a expressão dada, calcule o desvio de entalpia para um gás que obedece à equação de estado de Redlich-Kwong.
(c) Utilizando o resultado do item (b), determine a variação na entalpia específica, em kJ/kmol, para CO_2 sujeito a um processo isotérmico a 300 K de 50 a 20 bar.

11.83 Utilizando a equação de estado do Problema 11.14 (c), calcule v e c_p para o vapor d'água a 550°C e 20 MPa, e compare com os dados da Tabela A-4 e da Fig. 3.9, respectivamente. Discuta os resultados.

11.84 Etileno a 67°C e 10 bar entra em um compressor que opera em regime estacionário e é comprimido isotermicamente sem irreversibilidades internas até 100 bar. As variações de energia potencial e cinética são desprezíveis. Determine, em kJ por kg de etileno que escoa pelo compressor

(a) o trabalho necessário
(b) a transferência de calor.

11.85 Metano a 27°C e 10 MPa entra em uma turbina que opera em regime estacionário, se expande adiabaticamente através de uma razão de pressão de 5 : 1 e sai a −48°C. Os efeitos de energia potencial e cinética são desprezíveis. Se $\bar{c}_{p0}$ = 35 kJ/kmol · K, determine o trabalho desenvolvido por kg de metano que escoa através da turbina. Compare com o valor obtido por meio do modelo de gás ideal.

11.86 Nitrogênio (N_2) entra em um compressor operando em regime estacionário a 1,5 MPa e 300 K, e sai a 8 MPa e 500 K. Se o trabalho requerido é de 240 kJ por kg de nitrogênio em escoamento, determine a transferência de calor, em kJ por kg de nitrogênio que escoa. Despreze os efeitos de energia cinética e potencial.

11.87 Oxigênio (O_2) entra em um volume de controle operando em regime estacionário com uma vazão mássica de 9 kg/min a 100 bar e 287 K, e é comprimido adiabaticamente até 150 bar e 400 K. Determine a potência necessária, em kW, e a taxa de produção de entropia, em kW/K. Despreze os efeitos de energia cinética e potencial

11.88 Gás argônio entra em uma turbina que opera em regime estacionário a 100 bar e 325 K, e se expande adiabaticamente até 40 bar e 235 K, sem variações importantes nas energias cinética e potencial. Determine

(a) o trabalho desenvolvido, em kJ por kg de argônio que escoa através da turbina.
(b) a entropia produzida, em kJ/K por kg de argônio que escoa.

11.89 Oxigênio (O_2) sofre um processo de estrangulamento de 100 bar e 300 K, até 20 bar. Determine a temperatura após o estrangulamento, em K, e compare com o valor obtido por meio do modelo de gás ideal.

11.90 Vapor d'água entra em uma turbina que opera em regime estacionário a 30 MPa e 600°C e se expande adiabaticamente até 6 MPa sem variações importantes nas energias cinética e potencial. Se a eficiência isentrópica da turbina é de 80%, determine o trabalho desenvolvido, em kJ por kg de vapor escoando, utilizando os diagramas generalizados de propriedades. Compare com o resultado obtido utilizando os dados da tabela de vapor. Discuta o resultado

11.91 Oxigênio (O_2) entra em um bocal operando em regime estacionário a 60 bar, 300 K e 1 m/s, e se expande isentropicamente até 30 bar. Determine a velocidade na saída do bocal, em m/s.

11.92 Uma quantidade de nitrogênio gasoso sofre um processo a uma pressão constante de 80 bar, de 220 até 300 K. Determine o trabalho e a transferência de calor para o processo, ambos em kJ por kmol de nitrogênio.

11.93 Um recipiente fechado, rígido e isolado, tendo um volume de 0,142 m³, contém oxigênio (O_2) inicialmente a 100 bar e 7°C. O oxigênio é misturado por um agitador até a pressão atingir 150 bar. Determine

(a) a temperatura final, em °C.
(b) o trabalho, em kJ.
(c) a quantidade de energia destruída no processo, em kJ.

Considere T_0 = 7°C.

Cálculo da Relação p-v-T para Misturas de Gases

11.94 Um projeto preliminar estabelece que 1 kmol de uma mistura de CO_2 e C_2H_6 (etano) ocupa um volume de 0,15 m³ a uma temperatura de 400 K. A fração molar do CO_2 é 0,3. Devido a requisitos de segurança, a pressão não deve exceder a 180 bar. Verifique a pressão utilizando

(a) a equação de estado de gás ideal.

(b) a regra de Kay juntamente com o diagrama generalizado de compressibilidade.
(c) a regra da pressão aditiva juntamente com o diagrama generalizado de compressibilidade.

Compare e discuta os resultados.

11.95 Uma mistura gasosa com uma composição molar de 60% de CO e 40% de H_2 entra em uma turbina que opera em regime estacionário a 300°F (148,9°C) e 2000 lbf/in² (13,8 MPa), e sai a 212°F (100,0°C) e 1 atm, com uma vazão volumétrica de 20 000 ft³/min (9,4 m³/s). Estime a vazão volumétrica na entrada da turbina, em ft³/min, utilizando a regra de Kay. Que valor resultaria se fosse utilizado o modelo de gás ideal? Discuta os valores obtidos.

11.96 Um cilindro de 0,1 m³ contém uma mistura gasosa com uma composição molar de 97% de CO e 3% de CO^2 inicialmente a 138 bar. Devido a um vazamento, a pressão da mistura cai para 129 bar enquanto a temperatura permanece constante a 30°C. Utilizando a regra de Kay, estime a quantidade de mistura, em kmol, que vaza do cilindro

11.97 Uma mistura gasosa que consiste em 0,75 kmol de hidrogênio (H_2) e 0,25 kmol de nitrogênio (N_2) ocupa 0,085 m³ a 25°C. Estime a pressão, em bar, utilizando

(a) a equação de estado de gás ideal.
(b) a regra de Kay juntamente com o diagrama generalizado de compressibilidade
(c) a equação de van der Waals juntamente com valores de mistura para as constantes a e b
(d) a regra da pressão aditiva juntamente com o diagrama generalizado de compressibilidade

11.98 Uma mistura gasosa de 0,5 lbmol de metano e 0,5 lbmol de propano ocupa um volume de 7,65 ft³ (0,22 m³) a uma temperatura de 194°F (90,0°C). Estime a pressão utilizando os procedimentos a seguir e compare cada estimativa com o valor medido para a pressão, 50 atm.

(a) a equação de estado de gás ideal.
(b) a regra de Kay juntamente com o diagrama generalizado de compressibilidade
(c) a equação de van der Waals juntamente com valores de mistura para as constantes a e b.
(d) a regra da pressão aditiva juntamente com a equação de van der Waals.
(e) a regra das pressões aditivas juntamente com o diagrama generalizado de compressibilidade.
(f) a regra dos volumes aditivos juntamente com a equação de van der Waals.

11.99 Um lbmol de uma mistura gasosa ocupa um volume de 1,78 ft³ (0,205 m³) a 212°F (100,0°C). A mistura consiste em 69,5% de dióxido de carbono e 30,5% de etileno (C_2H_4) (em base molar). Estime a pressão da mistura, em atm, utilizando

(a) a equação de estado de gás ideal
(b) a regra de Kay juntamente com o diagrama generalizado de compressibilidade.
(c) a regra das pressões aditivas juntamente com o diagrama generalizado de compressibilidade.
(d) a equação de van der Waals juntamente com valores de mistura para as constantes a e b

11.100 Ar com uma composição molar aproximada de 79% de N_2 e 21% de O_2 preenche um recipiente de 0,36 m³. A massa da mistura é de 100 kg. A pressão e a temperatura medidas são de 101 bar e 180 K, respectivamente. Compare a pressão medida com a pressão prevista pela utilização da

(a) equação de estado de gás ideal.
(b) regra de Kay.
(c) regra da pressão aditiva com a equação de Redlich-Kwong.
(d) regra do volume aditivo com a equação de Redlich-Kwong.

11.101 Uma mistura gasosa que consiste em 50% de argônio e 50% de nitrogênio (em base molar) está contida em um reservatório fechado a 20 atm e −140°F (−95,6°C). Estime o volume específico, em ft³/lb, utilizando

(a) a equação de estado de gás ideal.
(b) a regra de Kay juntamente com o diagrama generalizado de compressibilidade
(c) a equação de Redlich-Kwong com valores de mistura para a e b
(d) a regra do volume aditivo juntamente com o diagrama generalizado de compressibilidade

11.102 Utilizando a equação de estado de Carnahan-Starling-DeSantis, apresentada no Problema 11.19, juntamente com as seguintes expressões para os valores de mistura de a e b:

$$a = y_1^2 a_1 + 2y_1y_2(1 - f_{12})(a_1a_2)^{1/2} + y_2^2 a_2$$
$$b = y_1b_1 + y_2b_2$$

onde f_{12} é um parâmetro de *interação* empírico, determine a pressão, em kPa, a v = 0,005 m³/kg e T = 180°C, para uma mistura de Refrigerantes 12 e 13, na qual o Refrigerante 12 ocupa 40% em massa. Para uma mistura de Refrigerantes 12 e 13, f_{12} = 0,035.

11.103 Um recipiente rígido contém inicialmente gás dióxido de carbono a 32°C e pressão p. Deixa-se escoar gás etileno para o interior do reservatório até se formar uma mistura que consiste em 20% de dióxido de carbono e 80% de etileno (em base molar) em seu interior a uma temperatura de 43°C e a uma pressão de 110 bar. Determine a pressão p, em bar, utilizando a regra de Kay juntamente com o diagrama generalizado de compressibilidade.

11.104 Dois reservatórios de volumes iguais estão conectados por uma válvula. Um deles contém gás dióxido de carbono a 100°F e pressão p. O outro contém gás etileno a 100°F (37,8°C) e 1480 lbf/in² (10,2 MPa). A válvula é então aberta e os gases se misturam, atingindo, ao final, o equilíbrio a 100°F e pressão p' com uma composição de 20% de dióxido de carbono e 80% de etileno (em base molar). Utilizando a regra de Kay e o diagrama generalizado de compressibilidade, determine em lbf/in²

(a) a pressão inicial p do dióxido de carbono
(b) a pressão final p' da mistura.

Análise de Sistemas Multicomponentes

11.105 Uma solução binária a 25°C consiste em 59 kg de álcool etílico (C_2H_5OH) e 41 kg de água. Os respectivos volumes molares parciais são 0,0573 e 0,0172 m³/kmol. Determine o volume total, em m³. Compare com o volume calculado utilizando os volumes específicos molares dos componentes puros, ambos líquidos a 25°C, em vez dos volumes molares parciais.

11.106 Os dados a seguir referem-se a uma solução binária de etano (C_2H_6) e pentano (C_5H_{12}) a certas temperatura e pressão:

fração molar do etano	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
volume (em m³) por kmol de solução	0,119	0,116	0,112	0,109	0,107	0,107	0,11

Estime

(a) os volumes específicos do etano puro e do pentano puro, ambos em m³/kmol.
(b) os volumes molares parciais do etano e do pentano para uma solução equimolar, ambos em m³/kmol.

11.107 Os dados a seguir referem-se a uma mistura binária de dióxido de carbono e metano a certas temperatura e pressão:

fração molar do metano	0,000	0,204	0,406	0,606	0,847	1,000
volume (em ft³) por lbmol de mistura	1,506	3,011	3,540	3,892	4,149	4,277

Estime

(a) os volumes específicos do dióxido de carbono puro e do metano puro, ambos em ft³/lbmol.
(b) os volumes molares parciais do dióxido de carbono e do metano para uma solução equimolar, ambos em ft³/lbmol.

11.108 Utilizando a relação p–v–T das tabelas de vapor, determine a fugacidade da água na condição de vapor saturado a (a) 280°C e (b) 500°F. Compare com os valores obtidos do diagrama generalizado de fugacidade.

11.109 Determine a fugacidade, em atm, para

(a) butano a 555 K e 150 bar
(b) metano a 120°F e 800 lb/in².
(c) benzeno a 890°R e 135 atm.

11.110 Utilizando a equação de estado do Problema 11.14 (c), calcule a fugacidade da amônia a 750 K e 100 atm, e compare com o valor obtido através da Fig. A-6.

11.111 Utilizando os dados de compressibilidade tabelados na literatura, avalie f/p a $T_R = 1{,}40$ e $p_R = 2{,}0$. Compare com o valor obtido da Fig. A-6.

11.112 Considere a expressão virial truncada

$$Z = 1 + \hat{B}(T_R)p_R + \hat{C}(T_R)p_R^2 + \hat{D}(T_R)p_R^3$$

(a) Utilizando os dados de compressibilidade tabelados na literatura, avalie os coeficientes $\hat{B}, \hat{C}$ e $\hat{D}$ para $0 < p_R < 1{,}0$ e cada uma das $T_R = 1{,}0; 1{,}2; 1{,}4; 1{,}6; 1{,}8$ e $2{,}0$.
(b) Obtenha uma expressão para $\ln(f/p)$ em termos de T_R e p_R. Utilizando os coeficientes do item (a), calcule f/p em alguns estados escolhidos e compare com os valores tabelados na literatura.

11.113 Deduza a seguinte aproximação para o cálculo da fugacidade de um líquido a temperatura T e pressão p:

$$f(T,p) \approx f_{\text{sat}}^{L}(T)\exp\left\{\frac{v_f(T)}{RT}[p - p_{\text{sat}}(T)]\right\}$$

onde $f_{\text{sat}}^{L}(T)$ é a fugacidade do líquido saturado à temperatura T. Para que faixa de pressões a aproximação $f(T,p) \approx f_{\text{sat}}^{L}(T)$ pode ser aplicada?

11.114 Com base na Eq. 11.122,

(a) calcule ln f para um gás que obedece à equação de estado de Redlich-Kwong.
(b) Utilizando o resultado do item (a), calcule a fugacidade, em bar, para o Refrigerante 134a a 90°C e 10 bar. Compare o resultado com o valor da fugacidade obtido a partir do diagrama generalizado de fugacidade.

11.115 Considere um volume de controle com uma entrada e uma saída em regime estacionário através do qual o escoamento seja internamente reversível e isotérmico. Mostre que o trabalho por unidade de massa que escoa pode ser expresso em termos da fugacidade f como

$$\left(\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}}\right)_{\substack{\text{int}\\ \text{rev}}} = -RT\ln\left(\frac{f_2}{f_1}\right) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)$$

11.116 Metano se expande isotermicamente e sem irreversibilidades através de uma turbina que opera em regime estacionário, entrando a 60 atm e 77°F e saindo a 1 atm. Utilizando os dados do diagrama generalizado de fugacidade, determine o trabalho produzido, em Btu por lb de metano que escoa. Ignore os efeitos de energia cinética e potencial.

11.117 Propano (C_3H_8) entra em uma turbina que opera em regime estacionário a 100 bar e 400 K, e se expande isotermicamente sem irreversibilidades até 10 bar. Não ocorrem variações significativas nas energias cinética e potencial. Utilizando os dados do diagrama generalizado de fugacidade, determine o trabalho produzido, em kW, para uma vazão mássica de 50 kg/min.

11.118 Etano (C_2H_6) é comprimido de 5 para 40 bar isotermicamente sem irreversibilidades a uma temperatura de 320 K. Utilizando os dados dos diagramas generalizados de fugacidade e desvio de entalpia, determine o trabalho de compressão e a transferência de calor, ambos em kJ por kg de etano que escoa. Admita uma operação em regime estacionário e despreze os efeitos das energias potencial e cinética.

11.119 Metano entra em uma turbina operando em regime estacionário a 100 bar e 275 K e se expande isotermicamente sem irreversibilidades até 15 bar. Não ocorrem variações significativas nas energias cinética e potencial. Utilizando os dados dos diagramas generalizados de fugacidade e desvio de entalpia, determine a potência desenvolvida e a transferência de calor, ambas em kW, para uma vazão mássica de 0,5 kg/s.

11.120 Metano escoa isotermicamente e sem irreversibilidades por um tubo horizontal em regime estacionário, entrando a 50 bar, 300 K e 10 m/s, e saindo a 40 bar. Utilizando os dados do diagrama generalizado de fugacidade, determine a velocidade na saída em m/s.

11.121 Determine a fugacidade, em atm, para o etano puro a 310 K e 20,4 atm, e para o caso em que este seja um componente com uma fração molar de 0,35 em uma solução ideal às mesmas temperatura e pressão.

11.122 Representando o *solvente* e o *soluto* em uma solução líquida binária diluída, a temperatura T e pressão p, pelos subscritos 1 e 2, respectivamente, mostre que, se a fugacidade do soluto for proporcional à sua fração molar na solução: $\bar{f}_2 \; \kappa y_2$, onde κ é uma constante (regra de Henry), então a fugacidade do solvente será $\bar{f}_1 = y_1 f_1$, na qual y_1 é a fração molar do solvente e f_1 é a fugacidade de 1 puro a temperatura T e pressão p.

11.123 Um reservatório contém 310 kg de uma mistura gasosa com 70% de etano e 30% de nitrogênio (em base molar) a 311 K e 170 atm. Determine o volume do reservatório em m³, utilizando os dados do diagrama generalizado de compressibilidade juntamente com (a) a regra de Kay, (b) o modelo de solução ideal. Compare com o volume medido de 1 m³ do reservatório.

11.124 Um reservatório contém uma mistura de 75% de argônio e 25% de etileno em uma base molar a 77°F (25,0°C) e 81,42 atm. Para 157 lb (71,2 kg) de mistura, estime o volume do reservatório, em ft³, utilizando

(a) a equação de estado de gás ideal.
(b) a regra de Kay juntamente com os dados do diagrama generalizado de compressibilidade.
(c) o modelo de solução ideal juntamente com os dados do diagrama generalizado de compressibilidade.

11.125 Um reservatório contém uma mistura de 70% de etano e 30% de nitrogênio (N_2) em uma base molar a 400 K e 200 atm. Para 2130 kg de mistura, estime o volume do reservatório, em m³, utilizando

(a) a equação de estado de gás ideal
(b) a regra de Kay juntamente com os dados do diagrama generalizado de compressibilidade.
(c) o modelo de solução ideal juntamente com os dados do diagrama generalizado de compressibilidade.

11.126 Uma mistura eqüimolar de O_2 e N_2 entra em um compressor que opera em regime estacionário a 10 bar e 220 K com uma vazão mássica de 1 kg/s. A mistura sai a 60 bar e 400 K sem alterações significativas nas energias cinética ou potencial. A transferência de calor perdido pelo compressor pode ser ignorada. Determine para o compressor

(a) a potência de acionamento, em kW.
(b) a taxa de produção de entropia, em kW/K.

Admita que a mistura é modelada como uma solução ideal. Para os componentes puros, tem-se:

	10 bar, 220 K		60 bar, 400 K	
	h (kJ/kg)	s (kJ/kg · K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg · K)
Oxigênio	195,6	5,521	358,2	5,601
Nitrogênio	224,1	5,826	409,8	5,911

11.127 Uma mistura gasosa com uma análise molar de 70% de CH_4 e 30% de N_2 entra em um compressor operando em regime estacionário a 10 bar e 250 K e com uma vazão molar de 6 kmol/h. A mistura deixa o compressor a 100 bar. Durante a compressão, a temperatura da mistura afasta-se de 250 K de um percentual não superior a 0,1 K. A potência de acionamento do compressor é informada como sendo de 6 kW. Este valor está correto? Explique. Ignore os efeitos das energias potencial e cinética. Admita que a mistura é modelada como uma solução ideal. Para os componentes puros a 250 K, tem-se

	h (kJ/kg)		s (kJ/kg · K)	
	10 bar	100 bar	10 bar	100 bar
Metano	506,0	358,6	10,003	8,3716
Nitrogênio	256,18	229,68	5,962	5,188

11.128 O afastamento de uma mistura binária em relação ao comportamento de uma solução ideal é medido pelo *coeficiente de atividade*, $\gamma_i = a_i/y_i$, onde a_i é a atividade do componente i e y_i é a sua fração molar na solução ($i = 1, 2$). Introduzindo-se a Eq. 11.140, o coeficiente de atividade pode ser expresso de modo alternativo, como $\gamma_i = \bar{f}_i/y_i f_i^{\circ}$. Utilizando esta expressão juntamente com a equação de *Gibbs-Duhem*, deduza a seguinte relação entre os coeficientes de atividade e as frações molares para uma solução a temperatura T e pressão p:

$$\left(y_1\frac{\partial \ln \gamma_1}{\partial y_1}\right)_{p,T} = \left(y_2\frac{\partial \ln \gamma_2}{\partial y_2}\right)_{p,T}$$

Como esta expressão poderia ser utilizada?

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

11.1P Gás natural comprimido (GNC) está sendo utilizado como combustível para substituir a gasolina em motores de automóveis. Cilindros de alumínio revestidos externamente com um composto fibroso podem fornecer um armazenamento leve, econômico e seguro a bordo. Os recipientes de armazenamento devem manter GNC suficiente para 100 a 120 milhas de percurso urbano, a pressões de armazenamento de até 3000 lbf/in² (20,7 MPa), e com uma massa total máxima de 150 lb (68,0 kg). Seguindo as normas pertinentes do Departamento de Transporte, especifique tanto o tamanho quanto o número de cilindros que atenderiam às restrições desse projeto.

11.2P Desenvolva o projeto preliminar de um sistema de armazenamento térmico que recuperaria o *calor rejeitado* dos motores de automóveis para uso posterior em melhora do desempenho da partida a frio desses motores. Entre as especificações estão: operação confiável até uma temperatura ambiente de −30°C, um tempo de armazenamento de 16 horas e não mais do que 15 minutos de percurso urbano para devolver ao meio ambiente de armazenamento a sua temperatura máxima de 200°C. Especifique o meio de armazenamento e determine se o meio deveria ser carregado pelos gases de escapamento do motor, pelo refrigerante do motor ou por alguma combinação. Explique como o sistema seria configurado e onde seria localizado no automóvel.

11.3P A Fig. P11.3P mostra o esquema de um acumulador hidráulico em forma de um recipiente de pressão cilíndrico com um pistão que separa um fluido hidráulico de uma carga de gás de nitrogênio. O dispositivo foi proposto como um meio de armazenar parte da exergia de um veículo em desaceleração conforme este atinge o repouso. A exergia é armazenada através da compressão do nitrogênio. Quando o veículo acelera novamente, o gás se expande e devolve parte da exergia para o fluido hidráulico, o qual está em comunicação com a transmissão do veículo, ajudando, assim, o veículo a acelerar. Em uma proposta para um dispositivo como este, o nitrogênio opera na faixa de 50 a 150 bar e 200 a 350 K. Desenvolva um modelo termodinâmico para o acumulador e utilize este modelo para avaliar sua conveniência para desaceleração/aceleração de veículos.

Fig. P11.3P

11.4P Para investigar o comportamento da transição de fase líquido–vapor, construa um diagrama p–v para a água mostrando isotermas na faixa de $0{,}7 < T_R < 1{,}2$ resolvendo a equação de van der Waals para pressão e volume específicos a temperatura constante. Superponha o domo de vapor do diagrama utilizando os dados das tabelas de vapor para líquido saturado e vapor saturado. Interprete o comportamento das diversas isotermas nas regiões de líquido e vapor do diagrama. Fazendo referências à literatura quando necessário, explique o comportamento das isotermas na região de duas fases líquido–vapor, fazendo a distinção cuidadosa entre estados *estáveis*, *metaestáveis* e *instáveis*. Escreva um artigo discutindo o gráfico e resumindo suas conclusões.

11.5P No experimento de *recongelamento* do gelo, um fio de pequeno diâmetro com pesos em cada extremidade é estendido sobre um bloco de gelo. Observa-se o fio pesado cortar lentamente o gelo sem deixar vestígio. Em um conjunto de experiências como esta, observou-se um fio pesado com 1,00 mm de diâmetro passar através do gelo a 0°C a uma velocidade de 54 mm/h. Realize o experimento do recongelamento e proponha uma explicação plausível para este fenômeno.

11.6P Uma máquina de refrigeração portátil que não requer fornecimento de energia externa e que utiliza dióxido de carbono no seu *ponto triplo* está descrita na patente norte-americana n.º 4 096.707. Estime o custo da carga inicial de dióxido de carbono requerida por tal máquina para manter um compartimento de carga de 6 ft por 8 ft por 15 ft a 35°F por até 24 horas, se o compartimento for fabricado com chapa metálica coberta com uma camada de 1 in de poliestireno. Você recomendaria o uso de tal máquina de refrigeração? Explique sua decisão.

11.7P Durante uma mudança de fase de líquido para vapor em pressão fixada, a temperatura de uma solução *não-azeotrópica* binária, tal como uma solução de amônia–água, aumenta ao invés de permanecer constante, como no caso de uma substância pura. Esta característica é explorada tanto pelo ciclo de potência de *Kalina* quanto pelo ciclo de refrigeração de *Lorenz*. Escreva um relatório discutindo o estado de tecnologias baseadas nesses ciclos. Discuta as principais vantagens da utilização de soluções não-azeotrópicas binárias. Identifique alguns dos principais problemas de projeto relacionados ao seu uso em sistemas de refrigeração e de potência.

11.8P Os dados a seguir são conhecidos para um sistema de absorção de amônia–água de 100 ton, como o da Fig. 10.10. A bomba deve manejar 570 lb (258,5 kg) de solução forte por minuto. As condições do gerador são 175 lbf/in² (1,2 MPa) e 220°F (104,4°C). O absorvedor está a 29 lbf/in² (199,9 KPa) com solução forte saindo a 80°F (26,7°C). Para o evaporador, a pressão é de 30 lbf/in² (206,8 KPa) e a temperatura de saída é de 10°F (−12,2°C). Especifique o tipo e a dimensão, em HP, da bomba necessária. Justifique suas escolhas.

11.9P O refrigerador de *Servel* trabalha com um princípio de absorção e não exige partes móveis. Um fornecimento de energia por transferência de calor é utilizado para impulsionar o ciclo, e o refrigerante circula em função apenas da variação de massa específica. Esse tipo de refrigerador é comumente empregado em aplicações móveis, tais como veículos de recreação. Propano líquido é queimado para fornecer a energia de acionamento necessária durante a operação em movimento, enquanto energia elétrica é utilizada quando o veículo está estacionado e pode ser conectado a uma tomada elétrica. Investigue os princípios de operação de sistemas do tipo Servel disponíveis comercialmente, e estude a sua viabilidade para operar com energia solar. Considere aplicações em locais remotos, onde haja disponibilidade de eletricidade ou gás. Escreva um relatório resumindo suas conclusões.

11.10P Um inventor propôs um novo tipo de motor marítimo *abastecido* por água doce armazenada a bordo e água do mar retirada do oceano. Em regime estacionário, o motor produziria potência a partir de correntes de água doce e água do mar, ambas entrando no motor a temperatura e pressão ambientes. Uma única corrente misturada seria descarregada a temperatura e pressão ambientes. Avalie criticamente esta proposta.

Mistura de Gases Ideais e Aplicações à Psicrometria

Contexto de Engenharia

Muitos sistemas de interesse incluem misturas de gases de dois ou mais componentes. Para aplicar os principios da termodinâmica apresentados até aqui a esses sistemas é necessário estimar as propriedades das misturas. Há meios disponiveis para a determinação das propriedades de misturas a partir de sua composição e as propriedades dos componentes puros individuais a partir dos quais as misturas são formadas. Métodos para este propósito são discutidos tanto no Cap. 11 quanto neste capitulo.

O **objetivo** deste capitulo é estudar misturas nas quais a mistura em si e cada um de seus componentes possam ser modelados como gases ideais. Considerações sobre misturas de gases ideais são fornecidas na primeira parte do capítulo. O entendimento do comportamento de misturas de gases ideais de ar e de vapor d'água é um pré-requisito para o estudo de processos de condicionamento de ar na segunda parte do capitulo. Nesses processos, às vezes deve-se considerar, também, a presença de água líquida. Teremos também de saber lidar com misturas de gases ideais quando estudarmos combustão e equilíbrio quimico, nos Capítulos 13 e 14, respectivamente.

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo estará apto a....

✓ descrever a composição de misturas de gases ideais em termos de frações mássicas ou de frações molares.

✓ utilizar o *modelo de Dalton* para relacionar pressão, volume e temperatura e para calcular variações em U, H e S para misturas de gases ideais.

✓ aplicar os balanços de massa, energia e entropia a sistemas que envolvam misturas de gases ideais, incluindo processos de mistura.

✓ demonstrar entendimento da terminologia psicrométrica, incluindo razão de mistura, umidade relativa, entalpia da mistura e temperatura de ponto de orvalho.

✓ utilizar a carta psicrométrica para representar processos comuns de condicionamento de ar e para obter dados.

✓ aplicar balanços de massa, de energia e de entropia para analisar processos de condicionamento de ar e torres de resfriamento.

Misturas de Gases Ideais: Considerações Gerais

12.1 Descrição da Composição da Mistura

A especificação do estado de uma mistura requer a composição e os valores de duas propriedades intensivas independentes tais como temperatura e pressão. O objetivo desta seção é estudar as maneiras de se descrever a composição da mistura. Em seções subseqüentes, mostramos como podem ser estimadas outras propriedades da mistura além da composição.

Considere um sistema fechado que consista em uma mistura gasosa de dois ou mais componentes. Pode-se descrever a composição da mistura fornecendo a *massa* ou o *número de mols* de cada componente presente. Com a Eq. 1.8, a massa, o número de mols e a massa molecular de um componente i são relacionados por

$$n_i = \frac{m_i}{M_i} \tag{12.1}$$

onde m_i é a massa, n_i é o número de mols e M_i é a massa molecular, respectivamente, do componente i. Quando m_i é expresso em termos de quilograma, n_i é expresso em kmol. Quando m_i é expresso em termos de libra-massa, n_i é expresso em lbmol. Porém, qualquer unidade de massa pode ser utilizada nessa relação.

A massa total da mistura, m, é a soma das massas de seus componentes:

$$m = m_1 + m_2 + \cdots + m_j = \sum_{i=1}^{j} m_i \tag{12.2}$$

frações mássicas

As quantidades *relativas* dos componentes presentes na mistura podem ser especificadas em termos das ***frações mássicas***. A fração mássica mf_i do componente i é definida como

$$mf_i = \frac{m_i}{m} \tag{12.3}$$

análise gravimétrica

A determinação das frações mássicas dos componentes de uma mistura é às vezes chamada ***análise gravimétrica***.

Dividindo cada termo da Eq. 12.2 pela massa total da mistura m e utilizando a Eq. 12.3, temos

$$1 = \sum_{i=1}^{j} mf_i \tag{12.4}$$

Ou seja, a soma das frações mássicas de todos os componentes em uma mistura é igual à unidade.

O número total de mols em uma mistura, n, é a soma do número de mols de cada um de seus componentes.

$$n = n_1 + n_2 + \cdots + n_j = \sum_{i=1}^{j} n_i \tag{12.5}$$

frações molares

As quantidades *relativas* dos componentes presentes na mistura podem ser também descritas em termos de ***frações molares***. A fração molar y_i do componente i é definida como

$$y_i = \frac{n_i}{n} \tag{12.6}$$

análise molar
análise volumétrica

A determinação das frações molares dos componentes de uma mistura pode ser chamada ***análise molar***. A análise de uma mistura em termos de frações molares é também chamada ***análise volumétrica***.

Dividindo cada termo da Eq. 12.5 pelo número total de mols da mistura n e utilizando a Eq. 12.6, temos

$$1 = \sum_{i=1}^{j} y_i \tag{12.7}$$

Ou seja, a soma das frações molares de todos os componentes em uma mistura é igual à unidade.

massa molecular aparente

A ***massa molecular aparente (ou média)*** da mistura, M, é definida como a razão da massa total da mistura, m, e o número total de mols da mistura, n

$$M = \frac{m}{n} \tag{12.8}$$

A Eq. 12.8 pode ser expressa em uma outra forma conveniente. Com a Eq. 12.2, ela se torna

$$M = \frac{m_1 + m_2 + \cdots + m_j}{n}$$

Substituindo $m_i = n_i M_i$ da Eq. 12.1, temos

$$M = \frac{n_1 M_1 + n_2 M_2 + \cdots + n_j M_j}{n}$$

Finalmente, com a Eq. 12.6, a massa molecular aparente da mistura pode ser calculada como uma média ponderada das frações molares das massas moleculares dos componentes

$$M = \sum_{i=1}^{j} y_i M_i \tag{12.9}$$

➥ **POR EXEMPLO...** considere o caso do ar. Uma amostra de *ar atmosférico* contém vários componentes gasosos, inclusive vapor d'água e contaminantes como poeira, pólen e poluentes. A expressão ***ar seco*** refere-se apenas aos componentes gasosos, quando todo o vapor d'água e contaminantes tiverem sido removidos. A análise molar de uma amostra típica de ar seco é dada na Tabela 12.1. Selecionando-se as massas moleculares do nitrogênio, do oxigênio, do argônio e do dióxido de carbono da Tabela A-1 e desprezando-se traços de substâncias como o neônio, o hélio, entre outros, tem-se que a massa molecular aparente do ar seco obtido da Eq. 12.9 é

ar seco

$$M \approx 0{,}7808(28{,}02) + 0{,}2095(32{,}00) + 0{,}0093(39{,}94) + 0{,}0003(44{,}01)$$
$$= 28{,}97 \text{ kg/kmol} = 28{,}97 \text{ lb/lbmol}$$

Este valor, que é a entrada para ar nas Tabelas A-1, não seria alterado de modo significativo se traços de substâncias estivessem também inclusas no cálculo. ◄

A seguir, consideramos dois exemplos que ilustram, respectivamente, a conversão de uma análise em termos de frações molares para uma análise em termos de frações mássicas, e vice-versa.

Tabela 12.1
Composição Aproximada do Ar Seco

Componente	Fração Molar (%)
Nitrogênio	78,08
Oxigênio	20,95
Argônio	0,93
Dióxido de carbono	0,03
Neônio, hélio, metano e outros	0,01

Exemplo 12.1 CONVERSÃO DE FRAÇÕES MOLARES EM FRAÇÕES MÁSSICAS

A análise molar de produtos gasosos de combustão de um determinado combustível hidrocarbonado é CO_2, 0,08; H_2O, 0,11; O_2, 0,07; N_2, 0,74. **(a)** Determine a massa molecular aparente da mistura. **(b)** Determine a composição em termos de frações mássicas (análise gravimétrica).

Solução

Dado: A análise molar de produtos gasosos de combustão de um combustível hidrocarbonado é dada.

Pede-se: Determine (a) a massa molecular aparente da mistura, e (b) a composição em termos de frações mássicas.

Análise:

(a) Utilizando a Eq. 12.9 e as massas moleculares aproximadas da Tabela A-1, temos

$$M = 0{,}08(44) + 0{,}11(18) + 0{,}07(32) + 0{,}74(28)$$
$$= 28{,}46 \text{ kg/kmol} = 28{,}46 \text{ lb/lbmol}$$

(b) As Eqs. 12.1, 12.3 e 12.6 são as relações-chave necessárias para a determinação da composição em termos de frações mássicas.

Embora a quantidade real da mistura não seja conhecida, os cálculos podem basear-se em qualquer quantidade adequada. Vamos fundamentar a solução em 1 kmol da mistura. Então, com a Eq. 12.6 a quantidade n_i de cada componente presente em kmol é igual numericamente à fração molar, tal como lista a coluna (ii) da tabela associada. A coluna (iii) da tabela provê as respectivas massas moleculares dos componentes.

A coluna (iv) da tabela provê a massa m_i de cada componente, em kg por kmol de mistura, obtida com a Eq. 12.1 na forma $m_i = M_i n_i$. Os valores da coluna (iv) são obtidos pela multiplicação de cada valor da coluna (ii) pelo valor correspondente da coluna (iii). A soma dos valores na coluna (iv) é a massa da mistura: kg da mistura por kmol da mistura. Observe que essa soma é justamente a massa molecular aparente da mistura determinada no item (a). Finalmente, utilizando-se a Eq. 12.3, a coluna (v) provê as frações mássicas em percentagem. Os valores da coluna (v) são obtidos pela divisão dos valores da coluna (iv) pelo valor total dessa coluna e multiplicados por 100.

(i) Componente	(ii)[a] n_i	×	(iii) M_i	=	(iv)[b] m_i	(v) mf_i, %
CO_2	0,08	×	44	=	3,52	12 37
H_2O	0,11	×	18	=	1.98	6.96
O_2	0,07	×	32	=	2,24	7 87
N_2	0.74	×	28	=	20,72	72,80
	1.00				28,46	100,00

[a]Os valores desta coluna têm unidades de kmol por kmol de mistura. Por exemplo, o primeiro valor é de 0.08 kmol de CO_2 por kmol de mistura.

[b]Os valores desta coluna têm unidades de kg por kmol de mistura. Por exemplo, o primeiro valor é de 3,52 kg de CO_2 por kmol de mistura. A soma da coluna, 28 46, tem unidade de kg de mistura por kmol da mistura.

Se a solução do item (b) for conduzida com base em alguma outra quantidade admitida de mistura — por exemplo, 100 kmol ou 100 lbmol —, seria obtido o mesmo resultado para as frações molares, como se pode verificar.

Teste-Relâmpago

Determine a massa, em kg, de CO_2 em 0,5 kmol da mistura.

Resposta 1,76 kg.

Exemplo 12.2 CONVERSÃO DE FRAÇÕES MÁSSICAS EM FRAÇÕES MOLARES

Uma mistura de gases tem a seguinte composição em termos de frações mássicas: H_2, 0,10; N_2, 0,60; CO_2, 0,30. Determine **(a)** a composição em termos de frações molares e **(b)** a massa molecular aparente da mistura.

Solução

Dado: A análise gravimétrica de uma mistura de gases é conhecida.

Pede-se: Determine a análise da mistura em termos de frações molares (análise molar) e a massa molecular aparente da mistura.

Análise:

(a) As Eqs. 12.1, 12.3 e 12.6 são relações-chave necessárias para a determinação da composição em termos de frações molares.

Embora a quantidade real da mistura não seja conhecida, os cálculos podem ser baseados em qualquer quantidade adequada. Vamos basear a solução em 100 kg. Então, com a Eq. 12.3, a quantidade m_i de cada componente presente em kg é igual à fração mássica multiplicada por 100 kg. Os valores são listados na coluna (ii) da tabela associada. A coluna (iii) da tabela provê as respectivas massas moleculares dos componentes.

A coluna (iv) da tabela provê a quantidade n_i de cada componente, em kmol por 100 kg de mistura, obtida por meio da Eq. 12.1. Os valores da coluna (iv) são obtidos ao dividir cada valor da coluna (ii) pelo valor correspondente da coluna (iii). A soma dos valores da coluna (iv) é a massa total da mistura, em kmol por 100 kg da mistura. Finalmente, utilizando-se a Eq. 12.6, a coluna (v) provê as frações molares em percentagem. Os valores da coluna (v) são obtidos pela divisão dos valores da coluna (iv) pelo valor total desta coluna e multiplicados por 100.

(i) Componente	(ii)[a] m_i	÷	(iii) M_i	=	(iv)[b] n_i	(v) y_i, %
H_2	10	÷	2	=	5,00	63,9
N_2	60	÷	28	=	2 14	27.4
CO_2	30	÷	44	=	0,68	8,7
	100				7,82	100,0

[a]Os valores desta coluna têm unidades de kg por 100 kg de mistura. Por exemplo, o primeiro valor é 10 kg de H_2 por 100 kg de mistura.

[b]Os valores desta coluna têm unidades de kmol por 100 kg de mistura. Por exemplo, o primeiro valor é 5,00 kmol de H_2 por 100 kg de mistura. A soma da coluna, 7,82, tem unidades de kmol de mistura por 100 kg da mistura.

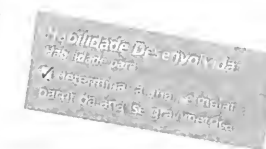
(b) A massa molecular aparente da mistura pode ser determinada através da utilização da Eq. 12.9 e das frações molares calculadas. O valor pode ser determinado também pela utilização do total da coluna (iv) que provê a quantidade total da mistura em kmol por 100 kg da mistura. Assim, com a Eq. 12.8,

$$M = \frac{m}{n} = \frac{100 \text{ kg}}{7{,}82 \text{ kmol}} = 12{,}79 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} = 12{,}79 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}$$

1. Se a solução do item (a) fosse conduzida com base em alguma outra quantidade admitida de mistura, seria obtido o mesmo resultado para as frações mássicas, como se pode verificar.
2. Embora H_2 tenha a menor fração mássica, sua fração molar é a maior.

Teste-Relâmpago

Quantos kmol de H_2 podem estar presentes em 200 kg da mistura?

Resposta 10 kmol.

12.2 Relacionando p, V e T para Misturas de Gases Ideais

As definições dadas na Seção 12.1 aplicam-se a misturas em geral. Nesta seção estamos interessados apenas em misturas de *gases ideais* e apresentamos dois modelos utilizados em associação com essa idealização: o *modelo de Dalton* e o *modelo de Amagat*.

Considere um sistema que consista em um número de gases contidos dentro de um reservatório de pressão fechado de volume V, como mostra a Fig. 12.1. A temperatura da mistura de gases é T e a pressão é p. A mistura como um todo é considerada um gás ideal; logo, p, V, T e o número total de mols da mistura n estão relacionados pelas equações de estado de gases ideais.

$$p = n\frac{\bar{R}T}{V} \tag{12.10}$$

Com referência a este sistema, consideramos em sequência os modelos de Dalton e de Amagat.

Fig. 12.1 Mistura de vários gases.

Modelo de Dalton

O modelo de Dalton é consistente com o conceito de um gás ideal sendo composto de moléculas que exercem forças desprezíveis umas sobre as outras e cujo volume por elas ocupado é desprezível em relação ao volume ocupado pelo gás (Seção 3.12). Na ausência de forças intermoleculares significativas, o comportamento de cada componente não seria afetado pela presença de outros componentes. Além disso, se o volume ocupado pelas moléculas for uma fração muito pequena do volume total, as moléculas de cada gás presente podem ser consideradas livres para vagar por todo o volume. Mantendo-se dentro dessa imagem simples, o ***modelo de Dalton*** supõe que cada componente da mistura comporta-se como um gás ideal como se estivesse *sozinho à temperatura T e no volume V da mistura*.

Modelo de Dalton

Segue-se, do modelo de Dalton, que os componentes individuais não aplicam a pressão da mistura p, e sim uma *pressão parcial*. Como mostramos a seguir, a soma das pressões parciais iguala-se à pressão da mistura. A ***pressão parcial*** do componente i, p_i, é a pressão que n_i mols do componente i iria aplicar se o componente estivesse sozinho no volume V à temperatura da mistura T. A pressão parcial pode ser estimada por meio da equação de estado de gás ideal

pressão parcial

$$p_i = \frac{n_i \bar{R}T}{V} \tag{12.11}$$

Dividindo a Eq. 12.11 pela Eq. 12.10, temos

$$\frac{p_i}{p} = \frac{n_i\bar{R}T/V}{n\bar{R}T/V} = \frac{n_i}{n} = y_i$$

Assim, a pressão parcial do componente i pode ser estimada em termos da sua fração molar y_i e da pressão da mistura p

$$p_i = y_i p \tag{12.12}$$

Para mostrar que a soma das pressões parciais iguala-se à pressão da mistura, some os dois lados da Eq. 12.12 para obter

$$\sum_{i=1}^{j} p_i = \sum_{i=1}^{j} y_i p = p \sum_{i=1}^{j} y_i$$

Visto que a soma das frações molares é unitária (Eq. 12.7), esta torna-se

$$p = \sum_{i=1}^{j} p_i \tag{12.13}$$

Modelo de Amagat

modelo de Amagat

volume parcial

A hipótese fundamental do ***modelo de Amagat*** é que cada componente da mistura comporta-se como um gás ideal como se existissem separadamente a pressão p e a temperatura T da mistura. O volume que n_i mols do componente i ocuparia se o componente existisse a p e a T é chamado ***volume parcial***, V_i, do componente i. Como mostramos a seguir, a soma dos volumes parciais é igual ao volume total. Pode-se estimar o volume parcial utilizando-se a equação de estado de gás ideal

$$V_i = \frac{n_i\bar{R}T}{p} \tag{12.14}$$

Dividindo a Eq. 12.14 pelo volume total V, temos

$$\frac{V_i}{V} = \frac{n_i\bar{R}T/p}{n\bar{R}T/p} = \frac{n_i}{n} = y_i$$

Assim, o volume parcial do componente i também pode ser estimado em termos de sua fração molar y_i e do volume total

$$V_i = y_i V \tag{12.15}$$

Essa relação entre a fração volumétrica e a fração molar fundamenta a utilização da expressão *análise volumétrica* no sentido de análise de uma mistura em termos das frações molares.

Para mostrar que a soma dos volumes parciais é igual ao volume total, somamos os dois lados da Eq. 12.15 para obter

$$\sum_{i=1}^{j} V_i = \sum_{i=1}^{j} y_i V = V \sum_{i=1}^{j} y_i$$

Visto que a soma das frações molares é igual à unidade, esta torna-se

$$V = \sum_{i=1}^{j} V_i \tag{12.16}$$

Comentário Final

Os modelos de Dalton e de Amagat são casos especiais, respectivamente, das regras de pressão e de volumes aditivos apresentadas na Seção 11.8, que não necessitam da hipótese do modelo de gás ideal. O conceito de uma mistura de gases ideais é um caso especial do conceito de *solução ideal* apresentado na Seção 11.9

12.3 Estimativa de U, H, S e Calores Específicos

Para aplicar o princípio da conservação de energia a um sistema que envolva uma mistura de gases ideais, é necessária a estimativa da energia interna, da entalpia ou dos calores específicos da mistura em vários estados. De modo semelhante, para conduzir uma análise utilizando a segunda lei normalmente necessita-se da entropia da mistura. O objetivo desta seção é desenvolver essas propriedades para misturas de gases ideais.

Estimativa de U e H

Considere um sistema fechado que consista em uma mistura de gases ideais. Propriedades extensivas da mistura, tais como U, H ou S, podem ser determinadas através da adição das contribuições de cada componente *na condição em que o componente existe na mistura*. Vamos aplicar este modelo à energia interna e à entalpia.

Visto que a energia interna e a entalpia de gases ideais são funções apenas da temperatura, os valores dessas propriedades para cada componente presente na mistura são determinados apenas pela temperatura da mistura. Conseqüentemente,

$$U = U_1 + U_2 + \cdots + U_j = \sum_{i=1}^{j} U_i \tag{12.17}$$

$$H = H_1 + H_2 + \cdots + H_j = \sum_{i=1}^{j} H_i \tag{12.18}$$

onde U_i e H_i são, respectivamente, a energia interna e a entalpia, do componente i estimadas à temperatura da mistura.

As Eqs. 12.17 e 12.18 podem ser reescritas em base molar como

$$n\bar{u} = n_1\bar{u}_1 + n_2\bar{u}_2 + \cdots + n_j\bar{u}_j = \sum_{i=1}^{j} n_i\bar{u}_i \tag{12.19}$$

e

$$n\bar{h} = n_1\bar{h}_1 + n_2\bar{h}_2 + \cdots + n_j\bar{h}_j = \sum_{i=1}^{j} n_i\bar{h}_i \tag{12.20}$$

onde $\bar{u}$ e $\bar{h}$ são a energia interna e a entalpia específicas da *mistura* por mol da mistura, e $\bar{u}_i$ e $\bar{h}_i$ são a energia interna e a entalpia específicas do *componente i* por mol de i. Dividindo-se pelo número total de mols da mistura n obtêm-se expressões, respectivamente, para a energia interna e a entalpia específicas da mistura por mol da mistura

$$\bar{u} = \sum_{i=1}^{j} y_i\bar{u}_i \tag{12.21}$$

$$\bar{h} = \sum_{i=1}^{j} y_i\bar{h}_i \tag{12.22}$$

Cada termo de energia interna e de entalpia molares que aparece nas Eqs. 12.19 a 12.22 é estimado apenas à temperatura da mistura.

Estimativa de c_v e c_p

A diferenciação das Eqs. 12.21 e 12.22 em relação à temperatura resulta, respectivamente, nas seguintes expressões para os calores específicos $\bar{c}_v$ e $\bar{c}_p$ da mistura em uma base molar:

$$\bar{c}_v = \sum_{i=1}^{j} y_i\bar{c}_{v,i} \tag{12.23}$$

$$\bar{c}_p = \sum_{i=1}^{j} y_i\bar{c}_{p,i} \tag{12.24}$$

Ou seja, os calores específicos da mistura $\bar{c}_p$ e $\bar{c}_v$ são médias ponderadas das frações molares dos respectivos calores específicos dos componentes. A razão de calor específico para a mistura é $k = \bar{c}_p/\bar{c}_v$.

Estimativa de S

A entropia de uma mistura pode ser determinada, assim como para U e para H, através da soma das contribuições de cada componente na condição em que o componente existe na mistura. A entropia de um gás ideal depende de duas propriedades, e não apenas da temperatura, como para energia interna e para entalpia. Conseqüentemente, para a mistura

$$S = S_1 + S_2 + \cdots + S_j = \sum_{i=1}^{j} S_i \tag{12.25}$$

onde S_i é a entropia do componente i estimada à temperatura da mistura e à pressão parcial p_i (ou à temperatura T e volume total V).

A Eq. 12.25 pode ser escrita em base molar como

$$n\bar{s} = n_1\bar{s}_1 + n_2\bar{s}_2 + \cdots + n_j\bar{s}_j = \sum_{i=1}^{j} n_i\bar{s}_i \tag{12.26}$$

onde $\bar{s}$ é a entropia da *mistura* por mol da mistura e $\bar{s}_i$ é a entropia do componente i por mol de i. Dividindo pelo número total de mols da mistura, obtemos uma expressão para a entropia da mistura por mol da mistura

$$\bar{s} = \sum_{i=1}^{j} y_i\bar{s}_i \tag{12.27}$$

As entropias específicas $\bar{s}_i$ das Eqs. 12.26 e 12.27 são estimadas à temperatura de mistura T e à pressão parcial p_i.

Trabalhando em uma Base Mássica

Nos casos em que é conveniente trabalhar em base mássica, as expressões precedentes poderiam ser escritas com a massa da mistura, m, e a massa do componente i na mistura, m_i, substituindo, respectivamente, o número de mols da mistura, n, e o número de mols do componente i, n_i. De modo semelhante, a fração mássica do componente i, mf_i, iria substituir a fração molar, y_i. Todas as energias internas, entalpias e entropias específicas seriam estimadas em uma base por unidade de massa em vez de uma base por mol, como fizemos anteriormente. O desenvolvimento de expressões apropriadas é deixado como exercício. Utilizando-se a massa molecular da mistura ou do componente i, como apropriado, podem-se converter dados de uma base por unidade de massa para uma base molar ou vice-versa, com relações da forma

$$\bar{u} = Mu, \quad \bar{h} = Mh, \quad \bar{c}_p = Mc_p, \quad \bar{c}_v = Mc_v, \quad \bar{s} = Ms \tag{12.28}$$

para a mistura, e

$$\bar{u}_i = M_iu_i, \quad \bar{h}_i = M_ih_i, \quad \bar{c}_{p,i} = M_ic_{p,i}, \quad \bar{c}_{v,i} = M_ic_{v,i}, \quad \bar{s}_i = M_is_i \tag{12.29}$$

para o componente i.

12.4 Análise de Sistemas que Envolvem Misturas

Para executar análises termodinâmicas de sistemas que incluem misturas de gases ideais *não-reagentes* não há necessidade de se utilizar um princípio fundamental novo. Os princípios da conservação de massa e de energia e a segunda lei da termodinâmica são aplicáveis nas expressões apresentadas previamente. O único aspecto novo é a estimativa adequada dos dados de propriedades necessárias para as misturas envolvidas. Isto é exemplificado nesta seção, que trata de duas classes de problemas que envolvem misturas. Na Seção 12.4.1 a mistura já está gerada, e estudamos processos nos quais não há mudança na composição. Na Seção 12.4.2 é estudada a formação de misturas a partir de componentes individuais que estão inicialmente separados.

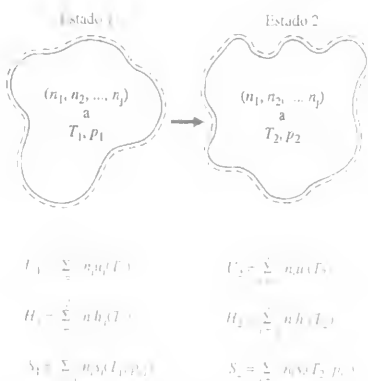



Fig. 12.2 Processo de uma mistura de gases ideais.

12.4.1 Processos com Misturas a Composição Constante

Nesta seção estamos interessados no caso de misturas de gases ideais submetidos a processos durante os quais a composição permanece constante. O número de mols de cada componente presente, e portanto o número total de mols da mistura, permanece o mesmo por todo o processo. Este caso é mostrado esquematicamente na Fig. 12.2, que está legendada com expressões para U, H e S de uma mistura nos estados inicial e final de um processo ao qual a mistura é submetida. De acordo com a discussão da Seção 12.3, as energia interna e entalpia específicas dos componentes são estimadas à temperatura da mistura. A entropia específica de cada componente é estimada à temperatura da mistura e à pressão parcial do componente na mistura.

As variações na energia interna e na entalpia da mistura durante o processo são dadas, respectivamente, por

$$U_2 - U_1 = \sum_{i=1}^{j} n_i[\bar{u}_i(T_2) - \bar{u}_i(T_1)] \tag{12.30}$$

$$H_2 - H_1 = \sum_{i=1}^{j} n_i[\bar{h}_i(T_2) - \bar{h}_i(T_1)] \tag{12.31}$$

onde T_1 e T_2 indicam a temperatura inicial e final. Dividindo-se pelo número de mols da mistura n, as expressões para a variação da energia interna e da entalpia da mistura por mol da mistura resultam em

$$\Delta\bar{u} = \sum_{i=1}^{j} y_i[\bar{u}_i(T_2) - \bar{u}_i(T_1)] \tag{12.32}$$

$$\Delta\bar{h} = \sum_{i=1}^{j} y_i[\bar{h}_i(T_2) - \bar{h}_i(T_1)] \tag{12.33}$$

De modo semelhante, a variação de entropia da mistura é

$$S_2 - S_1 = \sum_{i=1}^{j} n_i[\bar{s}_i(T_2, p_{i2}) - \bar{s}_i(T_1, p_{i1})] \tag{12.34}$$

onde p_{i1} e p_{i2} indicam, respectivamente, as pressões parciais inicial e final do componente i. Dividindo-se pelo número total de mols da mistura, a Eq. 12.34 torna-se

$$\Delta\bar{s} = \sum_{i=1}^{j} y_i[\bar{s}_i(T_2, p_{i2}) - \bar{s}_i(T_1, p_{i1})] \tag{12.35}$$

Expressões associadas às Eqs. 12.30 a 12.35 em base mássica também podem ser escritas, mas deixamos essa tarefa como exercício.

As expressões precedentes que fornecem as variações da energia interna, da entalpia e da entropia da mistura são escritas em termos das variações das respectivas propriedades dos componentes. Conseqüentemente, poder-se-iam utilizar diferentes referências para atribuir valores de entalpia específica aos vários componentes, porque as referências iriam cancelar-se quando a variação da entalpia dos componentes fosse calculada. Observações semelhantes aplicam-se para os casos de energia interna e entropia.

Utilizando Tabelas de Gases Ideais

Para vários gases usuais modelados como gases ideais, as quantidades $\bar{u}_i$ e $\bar{h}_i$ que apareceram nas expressões precedentes podem ser estimadas como funções apenas da temperatura das Tabelas A-22 e A-23. A Tabela A-22 para ar fornece essas quantidades em uma base *mássica*. A Tabela A-23 as fornece em uma base *molar*. As tabelas de gases ideais também podem ser utilizadas para estimativa da variação de entropia. A variação na entropia específica do componente i, necessária nas Eqs. 12.34 e 12.35, pode ser determinada com a Eq. 6.20b como

$$\Delta\bar{s}_i = \bar{s}_i^\circ(T_2) - \bar{s}_i^\circ(T_1) - \bar{R}\ln\frac{p_{i2}}{p_{i1}}$$

Visto que a composição da mistura permanece constante, a razão de pressões parciais nesta expressão é a mesma que a razão das pressões da mistura, como se pode mostrar através da utilização da Eq. 12.12, para escrever

$$\frac{p_{i2}}{p_{i1}} = \frac{y_ip_2}{y_ip_1} = \frac{p_2}{p_1}$$

Conseqüentemente, quando a composição é constante, a variação da entropia específica do componente i é simplesmente

$$\Delta\bar{s}_i = \bar{s}_i^\circ(T_2) - \bar{s}_i^\circ(T_1) - \bar{R}\ln\frac{p_2}{p_1} \tag{12.36}$$

onde p_1 e p_2 indicam, respectivamente, as pressões inicial e final da *mistura*. Os termos $\bar{s}_i^\circ$ da Eq. 12.36 podem ser obtidos como funções da temperatura para vários gases usuais a partir da Tabela A-23. A Tabela A-22 para ar fornece s° em contraposição à temperatura.

Adotando Calores Específicos Constantes

Quando os calores específicos do componente $\bar{c}_{v,i}$ e $\bar{c}_{p,i}$ são tomados como constantes, as variações da energia interna, da entalpia e da entropia específicas da mistura e dos componentes da mistura são dadas por

$$\Delta\bar{u} = \bar{c}_v(T_2 - T_1), \qquad \Delta\bar{u}_i = \bar{c}_{v,i}(T_2 - T_1) \tag{12.37}$$

$$\Delta\bar{h} = \bar{c}_p(T_2 - T_1), \qquad \Delta\bar{h}_i = \bar{c}_{p,i}(T_2 - T_1) \tag{12.38}$$

$$\Delta \bar{s} = \bar{c}_p \ln \frac{T_2}{T_1} - \bar{R} \ln \frac{p_2}{p_1}, \qquad \Delta \bar{s}_i = \bar{c}_{p,i} \ln \frac{T_2}{T_1} - \bar{R} \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{12.39}$$

onde os calores específicos da mistura $\bar{c}_v$ e $\bar{c}_p$ são estimados a partir das Eqs. 12.23 e 12.24, respectivamente, com dados das Tabelas A-20 ou da literatura técnica, conforme a necessidade. A expressão para $\Delta \bar{u}$ pode ser obtida formalmente pela substituição das expressões anteriores de $\Delta \bar{u}_i$ na Eq. 12.32 e utilizando-se a Eq. 12.23 para simplificar o resultado. De modo semelhante, as expressões para $\Delta \bar{h}$ e $\Delta \bar{s}$ podem ser obtidas através da substituição de $\Delta \bar{h}_i$ e de $\Delta \bar{s}_i$ nas Eqs. 12.33 e 12.35, respectivamente, e utilizando-se a Eq. 12.24 para simplificar. Nas equações de variação de entropia, a razão das pressões da mistura substitui a razão das pressões parciais, como discutimos anteriormente. De modo semelhante, podem ser escritas expressões para variações da energia interna, da entalpia e da entropia específicas da mistura em uma base mássica. Isto é deixado como exercício.

Utilizando Programa de Computador

As variações da energia interna, da entalpia e da entropia necessárias, respectivamente, nas Eqs. 12.32, 12.33 e 12.35 também podem ser estimadas por meio de um programa de computador. O *Interactive Thermodynamics* (*IT*), ou programa similar, fornece dados para um grande número de gases modelados como gases ideais e o seu uso é ilustrado no Exemplo 12.4 a seguir.

O próximo exemplo mostra a utilização de relações de mistura de gases ideais ao analisar um processo de compressão.

Exemplo 12.3 COMPRESSÃO DE UMA MISTURA DE GASES IDEAIS

Uma mistura de 0,3 lbm (0,136 kg) de dióxido de carbono e 0,2 lbm (0,091 kg) de nitrogênio é comprimida de p_1 = 1 atm, T_1 = 540°R (26,9°C) para p_2 = 3 atm em um processo politrópico no qual n = 1,25. Determine **(a)** a temperatura final, em °R, **(b)** o trabalho, em Btu, **(c)** a transferência de calor, em Btu, e **(d)** a variação na entropia da mistura, em Btu/°R.

Solução

Dado: Uma mistura de 0,3 lbm (0,136 kg) de CO_2 e 0,2 lbm (0,091 kg) de N_2 é comprimida em um processo politrópico no qual n = 1,25. Com o estado inicial p_1 = 1 atm, T_1 = 540°R (26,9°C). No estado final, p_2 = 3 atm.

Pede-se: Determine a temperatura final, em °R, o trabalho, em Btu, a transferência de calor, em Btu, e a variação na entropia da mistura, em Btu/°R.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E12.3

Modelo de Engenharia:

1. Como mostra a figura do exemplo, o sistema é a mistura de CO_2 e N_2. A composição da mistura permanece constante durante a compressão.
2. Cada componente da mistura comporta-se como se este fosse um gás ideal ocupando todo o volume do sistema, à temperatura da mistura. Toda a mistura funciona como um gás ideal.
3. O processo de compressão é um processo politrópico para o qual n = 1,25.
4. As variações nas energias cinética e potencial entre os estados inicial e final podem ser ignoradas.

Análise:

(a) Para um gás ideal, as temperaturas e as pressões nos estados finais de um processo politrópico são relacionadas pela Eq. 3.56

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n}$$

Substituindo valores, temos

$$T_2 = 540 \left(\frac{3}{1} \right)^{0,2} = 673°\text{R}$$

(b) O trabalho para o processo de compressão é dado por

$$W = \int_1^2 p\, dV$$

Substituindo pV^n = *constante* e executando a integração, temos

$$W = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1 - n}$$

Com a equação de estado de gás ideal, esta reduz-se a

$$W = \frac{m(\bar{R}/M)(T_2 - T_1)}{1 - n}$$

A massa da mistura é m = 0,3 + 0,2 = 0,5 lbm (0,227 kg). A massa molecular aparente da mistura pode ser calculada por meio de $M = m/n$, onde n é o número total de mols da mistura. Com a Eq. 12.1, as quantidades de mols do CO_2 e do N_2 são, respectivamente,

$$n_{CO_2} = \frac{0,3}{44} = 0,0068 \text{ lbmol}, \qquad n_{N_2} = \frac{0,2}{28} = 0,0071 \text{ lbmol}$$

A quantidade total de mols da mistura é então n = 0,0139 lbmol (0,0063 kmol). A massa molecular aparente da mistura é M = 0,5/0,0139 = 35,97.

Calculando o trabalho, temos

$$W = \frac{(0,5 \text{ lb})\left(\dfrac{1545}{35,97} \dfrac{\text{ft} \cdot \text{lbf}}{\text{lb} \cdot °\text{R}}\right)(673°\text{R} - 540°\text{R})}{1 - 1,25} \left| \frac{1 \text{ Btu}}{778 \text{ ft} \cdot \text{lbf}} \right|$$

$$= -14,69 \text{ Btu}$$

onde o sinal de menos indica que o trabalho é feito sobre a mistura, como se esperava.

(c) Com a hipótese 4, o balanço de energia do sistema fechado pode ser posto na forma

$$Q = \Delta U + W$$

onde ΔU é a variação da energia interna da mistura.

A variação da energia interna da mistura iguala a soma das variações das energias internas dos componentes. Com a Eq. 12.30

① $$\Delta U = n_{CO_2}[\bar{u}_{CO_2}(T_2) - \bar{u}_{CO_2}(T_1)] + n_{N_2}[\bar{u}_{N_2}(T_2) - \bar{u}_{N_2}(T_1)]$$

Esta forma é conveniente porque a Tabela A-23E apresenta valores de energia interna, respectivamente, para N_2 e para CO_2, em base molar. Com valores dessa tabela

$$\Delta U = (0,0068)(3954 - 2984) + (0,0071)(3340 - 2678)$$
$$= 11,3 \text{ Btu}$$

Substituindo os valores de ΔU e de W na expressão para Q, temos

$$Q = +11,3 - 14,69 = -3,39 \text{ Btu}$$

onde o sinal de menos significa transferência de calor do sistema.

(d) A variação na entropia da mistura é igual à soma das variações de entropia dos componentes. Com a Eq. 12.34, temos

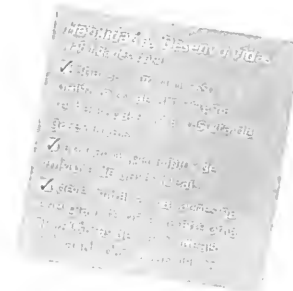
$$\Delta S = n_{CO_2} \Delta \bar{s}_{CO_2} + n_{N_2} \Delta \bar{s}_{N_2}$$

onde $\Delta \bar{s}_{N_2}$ e $\Delta \bar{s}_{CO_2}$ são estimados por meio da Eq. 12.36 e os valores de $\bar{s}°$ para N_2 e CO_2 são calculados a partir da Tabela A-23E. Ou seja,

② $$\Delta S = 0,0068\left(53,123 - 51,082 - 1,986 \ln \frac{3}{1}\right) + 0,0071\left(47,313 - 45,781 - 1,986 \ln \frac{3}{1}\right)$$
$$= -0,0056 \text{ Btu/°R}$$

A entropia decresce no processo porque entropia é transferida do sistema associada à transferência de calor.

① Tendo em vista a mudança relativamente pequena da temperatura, as variações da energia interna e de entropia da mistura podem ser alternativamente estimadas por meio das relações de calores específicos constantes, respectivamente as Eqs. 12.37 e 12.39. Nestas equa-

ções, $\bar{c}_v$ e $\bar{c}_p$ são calores específicos para a mistura determinados por meio das Eqs. 12.23 e 12.24 em conjunto com valores apropriados de calores específicos para os componentes escolhidos da Tabela A-20E.

❷ Visto que a composição permanece constante, a razão das pressões da mistura iguala a razão das pressões parciais, então pode-se utilizar a Eq. 12.36 para estimar as variações necessárias de entropia específica dos componentes.

Teste-Relâmpago

Recordando que os processos politrópicos são internamente reversíveis, determine para o sistema a quantidade de entropia transferida associada à transferência de calor, Btu/°R.

Resposta – 0,0056 Btu/°R

O próximo exemplo ilustra a aplicação dos princípios de mistura de gases ideais para análise de uma mistura que se expande isentropicamente através de um bocal. A solução caracteriza a utilização dos dados tabelados e o *IT*, ou programa similar, como alternativa.

Exemplo 12.4 MISTURA DE GASES EM EXPANSÃO ISENTRÓPICA ATRAVÉS DE UM BOCAL

Uma mistura de gases que consista em CO_2 e O_2 com frações molares, respectivamente, de 0,8 e 0,2 expande-se isentropicamente e em regime permanente através de um bocal de 700 K, 5 atm, 3 m/s para uma saída a 1 atm. Determine **(a)** a temperatura na saída do bocal, em K, **(b)** a variação da entropia de CO_2 e O_2 entre a entrada e a saída, em kJ/kmol · K, e **(c)** a velocidade de saída, em m/s.

Solução

Dado: Uma mistura de gases que consiste em CO_2 e O_2 nas proporções especificadas expande-se isentropicamente através de um bocal, a partir de condições de entrada especificadas para uma dada pressão de saída.

Pede-se: Determine a temperatura na saída do bocal, em K, a variação de entropia do CO_2 e do O_2 da entrada para a saída, em kJ/kmol · K, e a velocidade de saída, em m/s.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

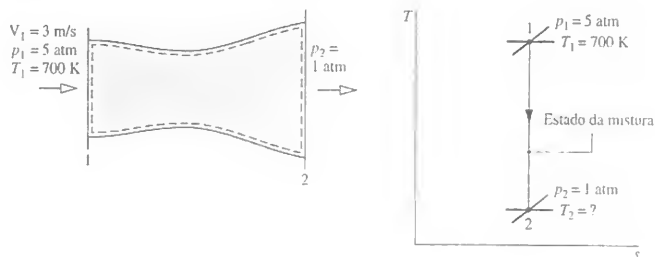



Fig. E12.4

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado pelas linhas tracejadas na figura do exemplo opera em regime permanente.
2. A composição da mistura permanece constante à medida que a mistura se expande isentropicamente através do bocal. A mistura como um todo e cada componente da mistura funcionam como gases ideais. O estado de cada componente é definido pela temperatura e pela pressão parcial do componente.
3. A variação da energia potencial entre a entrada e a saída pode ser desprezada.

Análise:

(a) A temperatura na saída pode ser determinada a partir do fato de que a expansão ocorre isentropicamente: $\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = 0$. Como não há mudança na entropia específica da *mistura* entre a entrada e a saída, pode-se utilizar a Eq. 12.35 para escrever

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = y_{O_2}\,\Delta\bar{s}_{O_2} + y_{CO_2}\,\Delta\bar{s}_{CO_2} = 0 \tag{a}$$

A variação da entropia específica de cada componente pode ser determinada por meio da Eq. 12.36. Assim, a Eq. (a) torna-se

$$y_{O_2}\left[\bar{s}^\circ_{O_2}(T_2) - \bar{s}^\circ_{O_2}(T_1) - \bar{R}\ln\frac{p_2}{p_1}\right] + y_{CO_2}\left[\bar{s}^\circ_{CO_2}(T_2) - \bar{s}^\circ_{CO_2}(T_1) - \bar{R}\ln\frac{p_2}{p_1}\right] = 0$$

Rearrumando, temos

$$y_{O_2}\bar{s}^\circ_{O_2}(T_2) + y_{CO_2}\bar{s}^\circ_{CO_2}(T_2) = y_{O_2}\bar{s}^\circ_{O_2}(T_1) + y_{CO_2}\bar{s}^\circ_{CO_2}(T_1) + (y_{O_2} + y_{CO_2})\bar{R}\ln\frac{p_2}{p_1}$$

A soma das frações molares é igual a 1, portanto o coeficiente do último termo do lado direito é $(y_{O_2} + y_{CO_2}) = 1$.

Substituindo os dados fornecidos e os valores de $\bar{s}^\circ$ para O_2 e CO_2 a T_1 = 700 K da Tabela A-23, temos

$$0{,}2\bar{s}^\circ_{O_2}(T_2) + 0{,}8\bar{s}^\circ_{CO_2}(T_2) = 0{,}2(231{,}358) + 0{,}8(250{,}663) + 8{,}314\ln\frac{1}{5}$$

ou

$$0{,}2\bar{s}^\circ_{O_2}(T_2) + 0{,}8\bar{s}^\circ_{CO_2}(T_2) = 233{,}42\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$$

Para determinar a temperatura T_2 é necessária uma abordagem iterativa com a equação imediatamente anterior: admite-se uma temperatura final T_2, e os valores de $\bar{s}^\circ$ para O_2 e CO_2 são obtidos da Tabela A-23. Se esses dois valores não satisfizerem a equação, admite-se uma outra temperatura. O procedimento continua até que a concordância desejada seja alcançada. No caso presente,

T = 510 K: 0,2(221,206) + 0,8(235,700) = 232,80

T = 520 K: 0,2(221,812) + 0,8(236,575) = 233,62

A interpolação linear entre esses valores fornece T_2 = 517,6 K.

Solução Alternativa:

Alternativamente, pode-se utilizar o programa *IT*, ou programa similar, para estimar T_2 sem recorrer à iteração com dados tabelados. Nesse programa, ou em programa similar, yO2 indica a fração molar de O_2, p1_O2 indica a pressão parcial de O_2 no estado 1, s1_O2 indica a entropia por mol de O_2 no estado 1, e assim por diante.

```
T1 = 700 // K
p1 = 5 // bar
p2 = 1 // bar
yO2 = 0,2
yCO2 = 0,8
p1_O2 = yO2 * p1
p1_CO2 = yCO2 * p1
p2_O2 = yO2 * p2
p2_CO2 = yCO2 * p2
s1_O2 = s_TP ("O2",T1,p1_O2)
s1_CO2 = s_TP ("CO2",T1,p1_CO2)
s2_O2 = s_TP ("O2",T2,p2_O2)
s2_CO2 = s_TP ("CO2",T2,p2_CO2)
// Quando expressa em termos dessas quantidades, a Eq.(a) assume a forma
yO2 * (s2_O2 – s1_O2) + yCO2 * (s2_CO2 - s1_CO2) = 0
```

Utilizando-se o botão **Solve**, o resultado é T_2 = 517,6 K, que corresponde ao valor obtido com os dados da tabela. Observe que o *IT*, ou programa similar, fornece o valor de entropia específica diretamente para cada componente e não retorna $\bar{s}^\circ$ das tabelas de gases ideais.

❶ **(b)** A variação da entropia específica para cada um dos componentes pode ser determinada por meio da Eq. 12.36. Para o O_2,

$$\Delta\bar{s}_{O_2} = \bar{s}^\circ_{O_2}(T_2) - \bar{s}^\circ_{O_2}(T_1) - \bar{R}\ln\frac{p_2}{p_1}$$

Substituindo valores de $\bar{s}^\circ$ para o O_2 da Tabela A-23, temos

$$\Delta\bar{s}_{O_2} = 221{,}667 - 231{,}358 - 8{,}314\ln(0{,}2) = 3{,}69\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$$

De modo semelhante, com os dados de CO_2 da Tabela A-23,

$$\Delta\bar{s}_{CO_2} = \bar{s}^\circ_{CO_2}(T_2) - \bar{s}^\circ_{CO_2}(T_1) - \bar{R}\ln\frac{p_2}{p_1}$$
$$= 236{,}365 - 250{,}663 - 8{,}314\ln(0{,}2)$$
$$= -0{,}92\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$$

❷

(c) Reduzindo o balanço de taxa de energia para um volume de controle de uma entrada e uma saída, em regime permanente, temos

$$0 = h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2}$$

onde h_1 e h_2 são as entalpias *da mistura*, por unidade de massa da mistura, respectivamente na entrada e na saída. Resolvendo para V_2, temos

$$V_2 = \sqrt{V_1^2 + 2(h_1 - h_2)}$$

O termo $(h_1 - h_2)$ na expressão para V_2 pode ser estimado como

$$h_1 - h_2 = \frac{\bar{h}_1 - \bar{h}_2}{M} = \frac{1}{M}[y_{O_2}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{O_2} + y_{CO_2}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{CO_2}]$$

onde M é a massa molecular aparente da mistura, e as entalpias molares específicas de O_2 e CO_2 são obtidas da Tabela A-23. Com a Eq. 12.9, a massa molecular aparente da mistura é

$$M = 0{,}8(44) + 0{,}2(32) = 41{,}6 \text{ kg/kmol}$$

Então, com os valores de entalpia em T_1 = 700 K e T_2 = 517,6 K da Tabela A-23,

$$h_1 - h_2 = \frac{1}{41{,}6}[0{,}2(21.184 - 15.320) + 0{,}8(27.125 - 18.468)]$$
$$= 194{,}7 \text{ kJ/kg}$$

Finalmente,

$$V_2 = \sqrt{\left(3\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 + 2\left(194{,}7\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\left|\frac{1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2}{1 \text{ N}}\right|\left|\frac{10^3 \text{ N} \cdot \text{m}}{1 \text{ kJ}}\right|} = 624 \text{ m/s}$$ ③

① Os itens (b) e (c) podem ser resolvidos também pela utilização do *IT*, ou programa similar. Estes itens também podem ser resolvidos com a utilização da constante c_p em conjunto com as Eqs. 12.38 e 12.39. Um exame da Tabela A-20 mostra que os calores específicos de CO_2 e de O_2 apenas aumentam ligeiramente com a temperatura dentro do intervalo de 518 a 700 K, e portanto valores adequados da constante c_p para os componentes e para a mistura como um todo podem ser prontamente determinados. Estas soluções alternativas são deixadas como exercício.

② Cada componente experimenta uma variação de entropia ao passar da entrada para a saída. O aumento na entropia do oxigênio e a diminuição na entropia do dióxido de carbono são devidos à transferência de entropia associada à transferência de calor do CO_2 para o O_2 à medida que se expandem pelo bocal. Porém, como mostra a Eq. (a), não existe variação na entropia da *mistura* à medida que esta se expande através do bocal.

③ Observe a utilização de fatores de conversão de unidades nos cálculos de V_2.

Teste-Relâmpago

Qual seria a velocidade de saída, em m/s, se a eficiência isentrópica do bocal fosse de 90%?

Resposta 592 m/s.

12.4.2 Misturando Gases Ideais

Até aqui, estudamos apenas misturas que já estavam formadas. Agora analisaremos casos em que misturas de gases ideais são formadas através da mistura de gases que estão inicialmente separados. Tal mistura é irreversível porque a mistura forma-se espontaneamente, e seria necessário que a vizinhança realizasse trabalho para separar os gases e retorná-los aos seus respectivos estados iniciais. Nesta seção, a irreversibilidade da mistura é demonstrada através de calculos de produção de entropia.

Três fatores contribuem para a produção de entropia em processos de mistura:

1. Os gases estão inicialmente a diferentes temperaturas.
2. Os gases estão inicialmente a diferentes pressões.
3. Os gases são distinguíveis uns dos outros.

Entropia é produzida quando qualquer desses fatores está presente durante um processo de mistura. Isto está ilustrado no próximo exemplo, em que gases distintos, inicialmente a diferentes temperaturas e pressões, são misturados.

Exemplo 12.5 MISTURA ADIABÁTICA A VOLUME TOTAL CONSTANTE

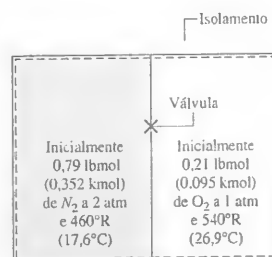
Dois reservatórios de pressão rígidos, isolados, são interconectados por uma válvula. Inicialmente 0,79 lbmol (0,358 kmol) de nitrogênio a 2 atm e 460°R (−17,6°C) está contido em um dos reservatórios de pressão. O outro reservatório de pressão contém 0,21 lbmol (0,095 kmol) de oxigênio a 1 atm e 540°R (26,9°C). A válvula é aberta e permite-se a mistura dos gases até que seja alcançado o estado de equilíbrio final. Durante esse processo, não há iterações de calor ou de trabalho entre os conteúdos dos vasos de pressão e a vizinhança. Determine **(a)** a temperatura final da mistura, em °R, **(b)** a pressão final da mistura, em atm, e **(c)** a quantidade de entropia produzida no processo de mistura, em Btu/°R.

Solução

Dado: Permite-se que o nitrogênio e o oxigênio, inicialmente separados a diferentes temperaturas e pressões, se misturem sem interações de calor ou de trabalho com a vizinhança até que o estado de equilíbrio final seja alcançado.

Pede-se: Determine a temperatura final da mistura, em °R, a pressão final da mistura, em atm, e a quantidade de entropia produzida no processo de mistura, em Btu/°R.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E12.5

Modelo de Engenharia:

1. Considera-se que o sistema é o nitrogênio e o oxigênio.
2. Quando separados, cada um dos gases comporta-se como um gás ideal. A mistura final também funciona como um gás ideal. Cada componente da mistura ocupa o volume total e tem a mesma temperatura da mistura.
3. Nenhuma interação de calor ou de trabalho ocorre com a vizinhança, e não há variações das energias cinética e potencial.

Análise:

(a) A temperatura final da mistura pode ser determinada a partir de um balanço de energia. Com a hipótese 3, o balanço de energia do sistema fechado reduz-se a

$$\Delta U = \overset{0}{\cancel{Q}} - \overset{0}{\cancel{W}} \quad \text{ou} \quad U_2 - U_1 = 0$$

A energia interna inicial do sistema, U_1, iguala a soma das energias internas dos dois gases quando separados

$$U_1 = n_{N_2}\bar{u}_{N_2}(T_{N_2}) + n_{O_2}\bar{u}_{O_2}(T_{O_2})$$

onde T_{N_2} = 460°R (−17,6°C) é a temperatura inicial do nitrogênio e T_{O_2} = 540°R (26,9°C) é a temperatura inicial do oxigênio. A energia interna final do sistema, U_2, iguala a soma das energias internas dos dois gases estimadas à temperatura final da mistura T_2

$$U_2 = n_{N_2}\bar{u}_{N_2}(T_2) + n_{O_2}\bar{u}_{O_2}(T_2)$$

Utilizando as três últimas equações, temos

$$n_{N_2}[\bar{u}_{N_2}(T_2) - \bar{u}_{N_2}(T_{N_2})] + n_{O_2}[\bar{u}_{O_2}(T_2) - \bar{u}_{O_2}(T_{O_2})] = 0$$

A temperatura T_2 pode ser determinada a partir dos dados de energia interna específica da Tabela A-23E e de um procedimento iterativo como aquele empregado no item (a) do Exemplo 12.4. Porém, visto que os calores específicos de N_2 e O_2 variam pouco dentro do intervalo de temperatura de 460°R (−17,6°C) a 540°R (26,9°C), pode-se conduzir a solução com precisão com base em calores específicos constantes. Consequentemente, as equações precedentes tornam-se

$$n_{N_2}\bar{c}_{v,N_2}(T_2 - T_{N_2}) + n_{O_2}\bar{c}_{v,O_2}(T_2 - T_{O_2}) = 0$$

Resolvendo para T_2, temos

$$T_2 = \frac{n_{N_2}\bar{c}_{v,N_2}T_{N_2} + n_{O_2}\bar{c}_{v,O_2}T_{O_2}}{n_{N_2}\bar{c}_{v,N_2} + n_{O_2}\bar{c}_{v,O_2}}$$

Selecionando valores de c_v para N_2 e O_2 da Tabela A-20E à média das temperaturas iniciais dos gases, 500°R (4,63°C), e utilizando as respectivas massas moleculares para converter para uma base molar, temos

$$\bar{c}_{v,N_2} = \left(28{,}01\,\frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}\right)\left(0{,}177\,\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right) = 4{,}96\,\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}\cdot{}^\circ\text{R}}$$

$$\bar{c}_{v,O_2} = \left(32{,}0\,\frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}\right)\left(0{,}156\,\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right) = 4{,}99\,\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}\cdot{}^\circ\text{R}}$$

Substituindo os valores na expressão de T_2, temos

$$T_2 = \frac{(0{,}79\text{ lbmol})\left(4{,}96\,\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)(460^\circ\text{R}) + (0{,}21\text{ lbmol})\left(4{,}99\,\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)(540^\circ\text{R})}{(0{,}79\text{ lbmol})\left(4{,}96\,\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}\cdot{}^\circ\text{R}}\right) + (0{,}21\text{ lbmol})\left(4{,}99\,\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)}$$

$$= 477^\circ\text{R}$$

(b) A pressão final da mistura p_2 pode ser determinada por meio da equação de estado de gases ideais, $p_2 = n\bar{R}T_2/V$, onde n é o número total de mols da mistura e V é o volume total ocupado pela mistura. O volume V é a soma dos volumes dos dois reservatórios de pressão, obtidos com a equação de estado de gás ideal como se segue

$$V = \frac{n_{N_2}\bar{R}T_{N_2}}{p_{N_2}} + \frac{n_{O_2}\bar{R}T_{O_2}}{p_{O_2}}$$

onde $p_{N_2} = 2$ atm é a pressão inicial do nitrogênio e $p_{O_2} = 1$ atm é a pressão inicial do oxigênio. Combinando os resultados e simplificando, temos

$$p_2 = \frac{(n_{N_2} + n_{O_2})T_2}{\left(\frac{n_{N_2}T_{N_2}}{p_{N_2}} + \frac{n_{O_2}T_{O_2}}{p_{O_2}}\right)}$$

Substituindo os valores,

$$p_2 = \frac{(1{,}0\text{ lbmol})(477^\circ\text{R})}{\left[\frac{(0{,}79\text{ lbmol})(460^\circ\text{R})}{2\text{ atm}} + \frac{(0{,}21\text{ lbmol})(540^\circ\text{R})}{1\text{ atm}}\right]}$$

$$= 1{,}62\text{ atm}$$

(c) Reescrevendo o balanço de entropia para a forma de sistema fechado, obtemos

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b^{\,0} + \sigma$$

onde o termo de transferência de entropia é retirado para o processo de mistura adiabática. A entropia inicial do sistema, S_1, é a soma das entropias dos gases em seus respectivos estados iniciais

$$S_1 = n_{N_2}\bar{s}_{N_2}(T_{N_2}, p_{N_2}) + n_{O_2}\bar{s}_{O_2}(T_{O_2}, p_{O_2})$$

A entropia final do sistema, S_2, é a soma das entropias dos componentes individuais, cada qual estimado à temperatura final da mistura e à pressão parcial do componente na mistura

$$S_2 = n_{N_2}\bar{s}_{N_2}(T_2, y_{N_2}p_2) + n_{O_2}\bar{s}_{O_2}(T_2, y_{O_2}p_2)$$

Utilizando as três últimas equações, temos

$$\sigma = n_{N_2}[\bar{s}_{N_2}(T_2, y_{N_2}p_2) - \bar{s}_{N_2}(T_{N_2}, p_{N_2})] + n_{O_2}[\bar{s}_{O_2}(T_2, y_{O_2}p_2) - \bar{s}_{O_2}(T_{O_2}, p_{O_2})]$$

Ao estimarmos a variação da entropia específica de cada gás em função de um calor específico constante $\bar{c}_p$, a expressão torna-se

$$\sigma = n_{N_2}\left(\bar{c}_{p,N_2}\ln\frac{T_2}{T_{N_2}} - \bar{R}\ln\frac{y_{N_2}p_2}{p_{N_2}}\right) + n_{O_2}\left(\bar{c}_{p,O_2}\ln\frac{T_2}{T_{O_2}} - \bar{R}\ln\frac{y_{O_2}p_2}{p_{O_2}}\right)$$

Os valores necessários de $\bar{c}_p$ podem ser encontrados através da soma de $\bar{R}$ aos valores de $\bar{c}_v$ determinados anteriormente (Eq. 3.45)

$$\bar{c}_{p,N_2} = 6{,}95\,\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}\cdot{}^\circ\text{R}}, \qquad \bar{c}_{p,O_2} = 6{,}98\,\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}\cdot{}^\circ\text{R}}$$

Visto que a quantidade total de mols da mistura $n = 0{,}79 + 0{,}21 = 1{,}0$, as frações molares dos dois gases são $y_{N_2} = 0{,}79$ e $y_{O_2} = 0{,}21$.

A substituição dos valores nas expressões para σ gera

$$\sigma = 0{,}79\text{ lbmol}\left[6{,}95\,\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}\cdot{}^\circ\text{R}}\ln\left(\frac{477^\circ\text{R}}{460^\circ\text{R}}\right) - 1{,}986\,\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}\cdot{}^\circ\text{R}}\ln\left(\frac{(0{,}79)(1{,}62\text{ atm})}{2\text{ atm}}\right)\right]$$
$$+ 0{,}21\text{ lbmol}\left[6{,}98\,\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}\cdot{}^\circ\text{R}}\ln\left(\frac{477^\circ\text{R}}{540^\circ\text{R}}\right) - 1{,}986\,\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}\cdot{}^\circ\text{R}}\ln\left(\frac{(0{,}21)(1{,}62\text{ atm})}{1\text{ atm}}\right)\right]$$

❶ $$= 1{,}168\text{ Btu}/^\circ\text{R}$$

❶ A entropia é produzida quando gases distintos, inicialmente a diferentes temperaturas e pressões, são levados a se misturar.

Teste-Relâmpago

Determine o volume total da mistura final, em ft³.

Resposta 215 ft³.

No próximo exemplo, estudaremos um volume de controle em regime permanente onde dois fluxos de entrada formam uma mistura. Um único fluxo sai.

Exemplo 12.6 MISTURA ADIABÁTICA DE DOIS FLUXOS

Em regime permanente, 100 m³/min de ar seco a 32°C e 1 bar (10^5 Pa) são misturados adiabaticamente com um fluxo de oxigênio (O_2) a 127°C e 1 bar (10^5 Pa) para produzir um fluxo misturado a 47°C e 1 bar (10^5 Pa). Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. Determine **(a)** as vazões mássicas do ar seco e do oxigênio, em kg/min, **(b)** as frações molares do ar seco e do oxigênio na mistura de saída, e **(c)** a taxa de produção de entropia, em kJ/K · min.

Solução

Dado: Em regime permanente, 100 m³/min de ar seco a 32°C e 1 bar (10^5 Pa) são misturados adiabaticamente com um fluxo de oxigênio a 127°C e 1 bar (10^5 Pa) para gerar um fluxo misturado a 47°C e 1 bar (10^5 Pa).

Pede-se: Determine as vazões mássicas do ar seco e do oxigênio, em kg/min, as frações molares de ar seco e de oxigênio na mistura de saída, e a taxa de produção de entropia, em kJ/K · min.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E12.6

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle identificado pelas linhas tracejadas na figura do exemplo opera em regime permanente.
2. Nenhuma transferência de calor ocorre com a vizinhança.
3. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados, e $\dot{W}_{vc} = 0$.
4. Os gases de entrada podem ser considerados gases ideais. A mistura de saída pode ser considerada uma mistura de gases ideais.
5. O ar seco é tratado como um componente puro.

Análise:

(a) A vazão mássica de ar seco que entra no volume de controle pode ser determinada a partir da vazão volumétrica $(AV)_1$

$$\dot{m}_{a1} = \frac{(AV)_1}{v_{a1}}$$

onde v_{a1} é o volume específico do ar em 1. Utilizando a equação de estado de gás ideal, temos

$$v_{a1} = \frac{(\bar{R}/M_a)T_1}{p_1} = \frac{\left(\frac{8314}{28{,}97}\,\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(305\text{ K})}{10^5\text{ N/m}^2} = 0{,}875\,\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

A vazão mássica de ar seco é, então,

$$\dot{m}_{a1} = \frac{100\,\text{m}^3/\text{min}}{0{,}875\,\text{m}^3/\text{kg}} = 114{,}29\,\frac{\text{kg}}{\text{min}}$$

A vazão mássica do oxigênio pode ser determinada por meio dos balanços de taxas mássica e de energia. Em regime permanente, a quantidade de ar seco e de oxigênio contida no volume de controle não varia. Assim, para cada componente é necessário que as vazões mássicas de entrada e saída sejam iguais. Ou seja,

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a3} \quad \text{(ar seco)}$$
$$\dot{m}_{o2} = \dot{m}_{o3} \quad \text{(oxigênio)}$$

Utilizando-se as hipóteses 1 a 3 em conjunto com as relações precedentes de vazão mássica, o balanço de taxa de energia reduz-se a

$$0 = \dot{m}_a h_a(T_1) + \dot{m}_o h_o(T_2) - [\dot{m}_a h_a(T_3) + \dot{m}_o h_o(T_3)]$$

onde $\dot{m}_a$ e $\dot{m}_o$ indicam, respectivamente, as vazões mássicas de ar seco e de oxigênio. A entalpia da mistura na saída é estimada ao somarem-se as contribuições do ar e do oxigênio, cada qual à temperatura da mistura. Resolvendo $\dot{m}_o$, tem-se

$$\dot{m}_o = \dot{m}_a\left[\frac{h_a(T_3) - h_a(T_1)}{h_o(T_2) - h_o(T_3)}\right]$$

As entalpias específicas podem ser obtidas das Tabelas A-22 e A-23. Visto que a Tabela A-23 fornece valores de entalpia em base molar, a massa molecular do oxigênio é substituída no denominador para converter os valores de entalpia molar para uma base mássica.

$$\dot{m}_o = \frac{(114{,}29\,\text{kg/min})(320{,}29\,\text{kJ/kg} - 305{,}22\,\text{kJ/kg})}{\left(\dfrac{1}{32\,\text{kg/kmol}}\right)(11.711\,\text{kJ/kmol} - 9.325\,\text{kJ/kmol})}$$
$$= 23{,}1\,\frac{\text{kg}}{\text{min}}$$

(b) Para obter as frações molares do ar seco e do oxigênio na mistura de saída, primeiro converta as vazões mássicas para vazões molares utilizando as respectivas massas moleculares

$$\dot{n}_a = \frac{\dot{m}_a}{M_a} = \frac{114{,}29\,\text{kg/min}}{28{,}97\,\text{kg/kmol}} = 3{,}95\,\text{kmol/min}$$
$$\dot{n}_o = \frac{\dot{m}_o}{M_o} = \frac{23{,}1\,\text{kg/min}}{32\,\text{kg/kmol}} = 0{,}72\,\text{kmol/min}$$

onde $\dot{n}$ indica vazão molar. A vazão molar da mistura $\dot{n}$ é a soma

$$\dot{n} = \dot{n}_a + \dot{n}_o = 3{,}95 + 0{,}72 = 4{,}67\,\text{kmol/min}$$

As frações molares do ar e do oxigênio são, respectivamente,

❶ $$y_a = \frac{\dot{n}_a}{\dot{n}} = \frac{3{,}95}{4{,}67} = 0{,}846 \quad \text{e} \quad y_o = \frac{\dot{n}_o}{\dot{n}} = \frac{0{,}72}{4{,}67} = 0{,}154$$

(c) Para o volume de controle em regime permanente, o balanço da taxa de entropia reduz-se para

$$0 = \dot{m}_a s_a(T_1, p_1) + \dot{m}_o s_o(T_2, p_2) - [\dot{m}_a s_a(T_3, y_a p_3) + \dot{m}_o s_o(T_3, y_o p_3)] + \dot{\sigma}$$

A entropia específica de cada componente da mistura de gases ideais de saída é estimada a suas pressões parciais na mistura e à temperatura da mistura. Resolvendo para $\dot{\sigma}$, tem-se

$$\dot{\sigma} = \dot{m}_a[s_a(T_3, y_a p_3) - s_a(T_1, p_1)] + \dot{m}_o[s_o(T_3, y_o p_3) - s_o(T_2, p_2)]$$

Visto que $p_1 = p_3$, a variação de entropia específica do ar seco é

$$s_a(T_3, y_a p_3) - s_a(T_1, p_1) = s_a^\circ(T_3) - s_a^\circ(T_1) - \frac{\bar{R}}{M_a}\ln\frac{y_a p_3}{p_1}$$
$$= s_a^\circ(T_3) - s_a^\circ(T_1) - \frac{\bar{R}}{M_a}\ln y_a$$

Os termos s_a° são estimados a partir da Tabela A-22. De modo semelhante, visto que $p_2 = p_3$, a variação de entropia específica do oxigênio é

$$s_o(T_3, y_o p_3) - s_o(T_2, p_2) = \frac{1}{M_o}[\bar{s}_o^\circ(T_3) - \bar{s}_o^\circ(T_2) - \bar{R}\ln y_o]$$

Os termos $\bar{s}_o^\circ$ são estimados a partir da Tabela A-23. Observe o uso das massas específicas M_a e M_o nas duas últimas equações para obter as respectivas variações de entropia em base mássica.

A expressão para a taxa de produção de entropia torna-se

$$\dot{\sigma} = \dot{m}_a\left[s_a^\circ(T_3) - s_a^\circ(T_1) - \frac{\bar{R}}{M_a}\ln y_a\right] + \frac{\dot{m}_o}{M_o}[\bar{s}_o^\circ(T_3) - \bar{s}_o^\circ(T_2) - \bar{R}\ln y_o]$$

Substituindo os valores,

$$\dot{\sigma} = \left(114{,}29\,\frac{\text{kg}}{\text{min}}\right)\left[1{,}7669\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} - 1{,}71865\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} - \left(\frac{8{,}314}{28{,}97}\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)\ln 0{,}846\right]$$
$$+ \left(\frac{23{,}1\,\text{kg/min}}{32\,\text{kg/kmol}}\right)\left[207{,}112\,\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}\cdot\text{K}} - 213{,}765\,\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}\cdot\text{K}} - \left(8{,}314\,\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}\cdot\text{K}}\right)\ln 0{,}154\right]$$

❷ $$= 17{,}42\,\frac{\text{kJ}}{\text{K}\cdot\text{min}}$$

---

❶ Este cálculo está baseado em ar seco modelado como um componente puro (hipótese 5). Porém, como O_2 é um componente do ar seco (Tabela 12.1), a fração molar *efetiva* de O_2 na mistura de saída é maior que a dada neste exemplo.

❷ A entropia é produzida quando se permite que gases distintos, inicialmente a temperaturas distintas, se misturem.

Teste-Relâmpago

Quais são as frações mássicas do ar e do oxigênio na mistura de saída?

Resposta $mf_{ar} = 0{,}832$, $mf_{O_2} = 0{,}168$

Bio... conexões

Nos anos 1970, o interesse pela redução do uso de energia fez com que os níveis de ventilação nos edifícios decrescessem a níveis baixos como 5 ft³/min (0,1416 m³/min) por ocupante, uma redução de 60 a 70% sobre a prática anterior. Com menos ar externo sendo trazido para dentro dos edifícios, menos energia é necessária para condicionar o ar aos níveis de temperatura desejados. Porém, com vazões menores de ventilação para diluir os contaminantes, os ocupantes dos edifícios experimentaram um aumento de episódios de dores de cabeça, irritações dos olhos e da garganta, enjôo, e outras doenças atribuídas aos contaminantes internos dos edifícios. Para descrever condições de qualidade do ar interno aos edifícios que podem levar a problemas de saúde agudos para seus ocupantes, foi cunhada a expressão *síndrome do edifício doente* (em inglês, *sick building syndrome*).

Os contaminantes mais comuns surgem de fontes químicas ou biológicas. Contaminantes químicos incluem compostos orgânicos voláteis (COVs), tais como os encontrados em adesivos, formaldeído que pode escorrer de materiais da construção, e fumaça de tabaco. Aquecedores e fornos impropriamente ventilados podem gerar compostos inorgânicos perigosos, tais como monóxido de carbono e óxidos de nitrogênio que se acumulam em espaços internos. Fontes biológicas incluem bactérias, fungos, pólen e vírus que podem multiplicar-se em água acumulada em recipientes de dreno ou em dutos. Excrementos de insetos e de pássaros podem também ser fontes de contaminantes internos a um edifício. O nome da bactéria *Legionella* foi dado em função de irritação respiratória aguda e congestão experimentadas pelos legionários americanos durante uma convenção em um hotel da Filadélfia em 1976. A eclosão fatal foi atribuída a bactérias presentes em água estagnada dentro do sistema de condicionamento de ar.

Mais recentemente, as vazões de ventilação recomendadas por ocupante têm sido aumentadas para a faixa de 15 a 20 ft³/min (0,4248 a 0,5664 m³/min), dependendo da aplicação, para assegurar uma qualidade aceitável do ar interno. Tais vazões são especificadas para determinados espaços ocupados dentro de edifícios, e é necessário um projeto cuidadoso para assegurar que os sistemas de distribuição de ar forneçam a ventilação necessária para cada espaço. Instalação inadequada e manutenção imprópria de sistemas podem aumentar os problemas de qualidade do ar interno, mesmo quando as normas apropriadas tenham sido aplicadas no projeto. A qualidade do ar interno continua a ser uma preocupação importante.

Aplicações da Psicrometria

O restante deste capítulo diz respeito ao estudo de sistemas que envolvem misturas de ar seco e vapor d'água. Uma fase de água condensada também pode estar presente. O conhecimento do comportamento de tais sistemas é essencial para a análise e o projeto de dispositivos de condicionamento de ar,

torres de resfriamento e processos industriais que necessitem de controle rigoroso do teor de vapor no ar. O estudo de sistemas que envolvem ar seco e água é conhecido como ***psicrometria***.

psicrometria

12.5 Apresentação dos Princípios da Psicrometria

O objetivo desta seção é apresentar algumas definições e princípios importantes utilizados no estudo de sistemas que envolvem ar seco e água.

12.5.1 Ar úmido

ar úmido

A expressão ***ar úmido*** refere-se à mistura de ar seco e vapor d'água na qual o ar seco é tratado como se fosse um componente puro. Como se pode verificar por consulta a dados de propriedades adequados, a mistura como um todo e cada componente da mistura comporta-se como gases ideais nos estados sob estudo. Em conseqüência, para as aplicações a serem estudadas, os conceitos de mistura de gases ideais apresentados antes são prontamente aplicáveis.

A Fig. 12.3 mostra um sistema fechado que consiste em ar úmido ocupando um volume V à pressão de mistura p e à temperatura de mistura T. Supõe-se que a mistura como um todo obedeça a equação de estado de gás ideal. Assim,

$$p = \frac{n\bar{R}T}{V} = \frac{m(\bar{R}/M)T}{V} \tag{12.40}$$

Temperatura = T

Pressão = p

n_a, m_a: ar seco

n_v, m_v: vapor d'água

n, m: mistura

Fronteira

Volume = V

Fig. 12.3 Mistura de ar seco e de vapor d'água.

onde n, m e M indicam, respectivamente, os mols, a massa e a massa molecular da mistura, e $n = m/M$. Considera-se que cada componente da mistura atua como se existisse sozinho no volume V à temperatura de mistura T enquanto exerce parte da pressão. A pressão da mistura é a soma das pressões parciais do ar seco e do vapor d'água: $p = p_a + p_v$.

Utilizando-se a equação de estado de gás ideal, as pressões parciais p_a e p_v, respectivamente de ar seco e de vapor d'água, são

$$p_a = \frac{n_a\bar{R}T}{V} = \frac{m_a(\bar{R}/M_a)T}{V}, \qquad p_v = \frac{n_v\bar{R}T}{V} = \frac{m_v(\bar{R}/M_v)T}{V} \tag{12.41a}$$

onde n_a e n_v indicam, respectivamente, os mols de ar seco e de vapor d'água; m_a, m_v, M_a e M_v são, respectivamente, as massas e as massas moleculares. A quantidade de vapor d'água presente é normalmente muito menor que a quantidade de ar seco. Em conseqüência, os valores de n_v, m_v e p_v são relativamente pequenos se comparados aos valores correspondentes de n_a, m_a e p_a.

Formando razões com as Eqs. 12.40 e 12.41a, chega-se às seguintes expressões alternativas para p_a e p_v:

ar saturado

$$p_a = y_a p, \qquad p_v = y_v p \tag{12.41b}$$

Fig. 12.4 Diagrama T-v para vapor d'água em uma mistura de ar-água.

onde y_a e y_v são as frações molares, respectivamente do ar seco e do vapor d'água.

Um estado típico de vapor d'água em vapor úmido é mostrado na Fig. 12.4. Neste estado, estabelecido pela pressão parcial p_v e pela temperatura da mistura T, o vapor é superaquecido. Quando a pressão parcial do vapor d'água corresponde à pressão de saturação da água à temperatura da mistura, p_g da Fig. 12.4, diz-se que a mistura é *saturada*. O ***ar saturado*** é uma mistura de ar seco e vapor d'água saturado. A quantidade de vapor d'água no ar úmido varia de zero no ar seco a um máximo, dependendo da pressão e da temperatura, quando a mistura está saturada.

12.5.2 Razão de Mistura, Umidade Relativa e Entalpia de Mistura

Uma determinada amostra de ar úmido pode ser descrita de várias maneiras. A mistura pode ser descrita em termos dos mols de ar seco e de vapor d'água presentes ou em termos de suas respectivas frações molares. Como alternativa, as massas de ar seco e de vapor d'água, ou as suas respectivas frações mássicas, podem ser especificadas. A composição também pode ser indicada através da ***razão de mistura*** ω, definida como a razão da massa do vapor d'água e a massa do ar seco.

razão de mistura

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \tag{12.42}$$

A razão de mistura é às vezes chamada *umidade específica*.

A razão de mistura pode ser expressa em termos de pressões parciais e massas moleculares por meio da resolução das Eqs. 12.41a, respectivamente, para m_a e m_v e da substituição das expressões resultantes na Eq. 12.42 para obtermos

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{M_v p_v V/\bar{R}T}{M_a p_a V/\bar{R}T} = \frac{M_v p_v}{M_a p_a}$$

Substituindo-se $p_a = p - p_v$ e observando que a razão de massa molecular da água e do ar seco é aproximadamente 0,622, pode-se escrever esta expressão como

$$\omega = 0{,}622\frac{p_v}{p - p_v} \tag{12.43}$$

O ar úmido também pode ser descrito em termos da *umidade relativa* ϕ, definida como a razão das frações molares do vapor d'água y_v em uma dada amostra de ar úmido e a fração molar em uma amostra de ar úmido saturado $y_{v,sat}$ à mesma temperatura e à pressão da mistura.

$$\phi = \left.\frac{y_v}{y_{v,sat}}\right)_{T,p}$$

Como $p_v = y_v p$ e $p_g = y_{v,sat}p$, a ***umidade relativa*** pode ser expressa como

umidade relativa

$$\phi = \left.\frac{p_v}{p_g}\right)_{T,p} \tag{12.44}$$

As pressões nesta expressão para umidade relativa são indicadas na Fig. 12.4.

A razão de mistura e a umidade relativa podem ser medidas. Para medições laboratoriais da razão de mistura, pode-se utilizar um *higrômetro*, no qual uma amostra de ar úmido é posta em contato com substâncias químicas adequadas até que a umidade presente seja absorvida. A quantidade de vapor d'água é determinada através da pesagem das substâncias químicas. O registro contínuo da umidade relativa pode ser feito através de transdutores que consistem em sensores resistivos ou capacitivos cujas características elétricas variam com a umidade relativa.

Estimativa de H, U e S

Os valores de H, U e S para ar úmido modelado como uma mistura de gases ideais podem ser obtidos através da soma das contribuições de cada componente na condição na qual o componente existe na mistura. Por exemplo, a entalpia H de uma dada amostra de ar úmido é

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v \tag{12.45}$$

Dividindo por m_a e substituindo a razão de mistura, temos a ***entalpia da mistura** por unidade de massa de ar seco*

entalpia da mistura

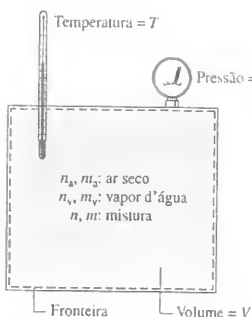
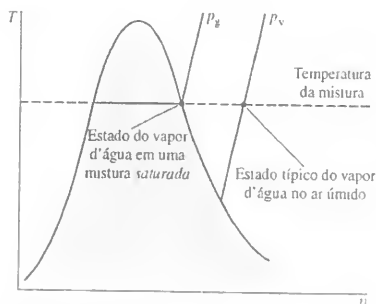
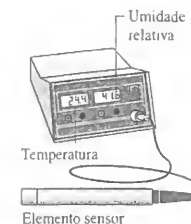
$$\frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a}h_v = h_a + \omega h_v \tag{12.46}$$

As entalpias de ar seco e de vapor d'água que aparecem na Eq. 12.46 são estimadas à temperatura da mistura. Uma abordagem similar àquela usada para entalpia também é aplicável para a estimativa da energia interna de ar úmido.

A consulta dos dados da tabela de vapor ou de um diagrama de Mollier para água mostra que a entalpia de vapor d'água superaquecido a *baixas pressões de vapor* é muito próxima dos valores correspondentes de vapor saturado a uma dada temperatura. Logo, a entalpia do vapor d'água h_v na Eq. 12.46 pode ser tomada como h_g à temperatura da mistura. Ou seja,

$$h_v \approx h_g(T) \tag{12.47}$$

Esta abordagem é utilizada no restante deste capítulo. Os dados de entalpia de vapor d'água como um gás ideal da Tabela A-23 *não são usados* para h_v porque a referência de entalpia das tabelas de gases ideais difere daquela das tabelas de vapor. Essas diferentes referências podem levar a erros quando se estudam sistemas que contenham vapor d'água e fase líquida ou uma fase sólida de água. Todavia, a entalpia do ar seco, h_a, pode ser obtida de tabelas de gás ideal apropriadas, Tabela A-22 ou Tabela A-22E, porque o ar é um gás em todos os estados sob estudo, e é modelado de perto como um gás ideal nesses estados.

Quando estimamos a entropia do ar úmido, as contribuições de cada componente são determinadas à temperatura da mistura e à pressão parcial do componente na mistura. Utilizando-se a

Eq. 6.18, pode-se mostrar que a entropia específica do vapor d'água é dada por $s_v(T,p_v) = s_g(T) - R \ln\phi$, onde s_g é a entropia específica de vapor saturado à temperatura T das tabelas de vapor e ϕ é a umidade relativa.

Utilizando Programa de Computador

Funções de propriedades de ar úmido são listadas sob o menu **Properties** do *Interactive Thermodynamics: IT* ou em programa similar. São incluídas funções para razão de mistura, umidade relativa, entalpia e entropia específicas, bem como outras propriedades psicrométricas a serem apresentadas mais adiante. Os métodos utilizados para estimativa dessas funções correspondem aos métodos discutidos neste capítulo, e os valores que resultam do uso de um programa de computador são bem próximos daqueles obtidos através de cálculos manuais com dados tabelados. O uso do *IT*, ou de programa similar, para estimativas psicrométricas é ilustrado em exemplos a seguir neste capítulo.

12.5.3 Modelando o Ar Úmido em Equilíbrio com a Água Líquida

Até agora, o nosso estudo de psicrometria tem sido conduzido como uma aplicação dos princípios de mistura de gases ideais introduzidos na primeira parte deste capítulo. Porém, muitos sistemas de interesse são compostos por uma mistura de ar seco e de vapor d'água em contato com uma fase líquida (ou sólida) de água. O estudo destes sistemas necessita de considerações adicionais.

A Fig. 12.5 mostra um reservatório de pressão contendo água líquida, acima da qual existe uma mistura de vapor d'água e ar seco. Se nenhuma interação com a vizinhança for permitida, o líquido vai evaporar até que a fase gasosa se torne saturada e o sistema alcance um estado de equilíbrio. Para muitas aplicações de engenharia, sistemas compostos por ar úmido em *equilíbrio* com uma fase líquida podem ser descritos de maneira simples e precisa através da utilização das seguintes idealizações:

- O ar seco e o vapor d'água comportam-se como gases ideais independentes.
- O equilíbrio entre as fases líquida e de vapor d'água não é significativamente alterado pela presença do ar.
- A pressão parcial do vapor d'água é igual à pressão de saturação da água correspondente à temperatura da mistura: $p_v = p_g(T)$.

Fronteira do sistema

Fase gasosa: Ar seco e vapor d'água

Água líquida

Fig. 12.5 Sistema que consiste em ar úmido em contato com água líquida.

Considerações similares aplicam-se a sistemas compostos de ar úmido em equilíbrio com uma fase sólida de água. A presença de ar, na verdade, altera a pressão parcial do vapor da pressão de saturação por um pequeno valor, cujo módulo é calculado na Seção 14.6.

12.5.4 Estimativa da Temperatura de Ponto de Orvalho

Um aspecto importante do comportamento de ar úmido é que a condensação parcial do vapor d'água pode acontecer quando se faz baixar a temperatura. Esse tipo de fenômeno é comumente encontrado na condensação de vapor em vidros de janelas e sobre tubos que transportam água fria. A formação do orvalho sobre a grama é outro exemplo conhecido.

Para estudar tal condensação, considere um sistema fechado que consista em uma amostra de ar úmido que é resfriada a pressão *constante*, como mostra a Fig. 12.6. O diagrama de *T-v* mostrado nesta figura posiciona estados do vapor d'água. Inicialmente, o vapor d'água é superaquecido no estado 1. Na primeira parte do processo de resfriamento, tanto a pressão do sistema quanto a composição do ar úmido permaneceriam constantes. Em consequência, como $p_v = y_v p$, a *pressão parcial* do vapor d'água permaneceria constante, e o vapor d'água iria resfriar a p_v constante, do estado 1 ao estado d, chamado ***temperatura de ponto de orvalho***. Esta temperatura é indicada na Fig. 12.6.

Fig. 12.6 Estados da água para ar úmido resfriado a pressão de mistura constante

temperatura de ponto de orvalho

Na fase seguinte do processo de resfriamento, o sistema seria resfriado *abaixo* da temperatura de ponto de orvalho e algum vapor d'água inicialmente presente iria condensar-se. No estado final, o sistema iria consistir em uma fase gasosa de ar seco e de vapor d'água em equilíbrio com uma fase de água líquida. O vapor que restou pode ser considerado saturado à temperatura final, o estado 2 da Fig. 12.6, com uma pressão parcial igual à pressão de saturação p_{g2} correspondente a essa temperatura. O condensado seria um líquido saturado à temperatura final, o estado 3 da Fig. 12.6. Observe que a pressão parcial do vapor d'água no estado final, p_{g2}, é menor que o valor inicial, p_{v1}. Devido à condensação, a pressão parcial decresce porque a quantidade de vapor d'água presente no estado final é menor que a quantidade existente no estado inicial. Como a quantidade de ar seco permanece inalterada, a fração molar do vapor d'água no ar úmido também decresce.

Nos dois próximos exemplos, será ilustrada a utilização das propriedades psicrométricas apresentadas até aqui. Os exemplos consideram, respectivamente, o resfriamento de ar úmido a pressão constante e a volume constante.

Exemplo 12.7 RESFRIANDO AR ÚMIDO A PRESSÃO CONSTANTE

Uma amostra de ar úmido de 1 lbm (0,454 kg), inicialmente a 70°F(21,1°C), 14,7 lbf/in² (96,5 kPa) e 70% de umidade relativa, é resfriada a 40 °F(4,44 °C) enquanto se mantém a pressão constante. Determine **(a)** a razão de mistura inicial, **(b)** a temperatura de ponto de orvalho, em °F, e **(c)** a quantidade de vapor d'água que se condensa, em lbm.

Solução

Dado: Uma amostra de ar úmido de 1 lbm (0,454 kg) é resfriada a pressão constante de mistura de 14,7 lbf/in² (96,5 kPa), de 70°F (21,1°C) para 40°F (4,44°C). A umidade relativa inicial é de 70%.

Pede-se: Determine a razão de mistura inicial, a temperatura de ponto de orvalho, em °F, e a quantidade de vapor d'água que se condensa, em lbm.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

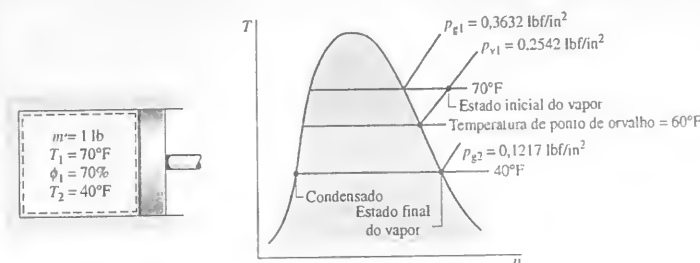



Fig. E12.7

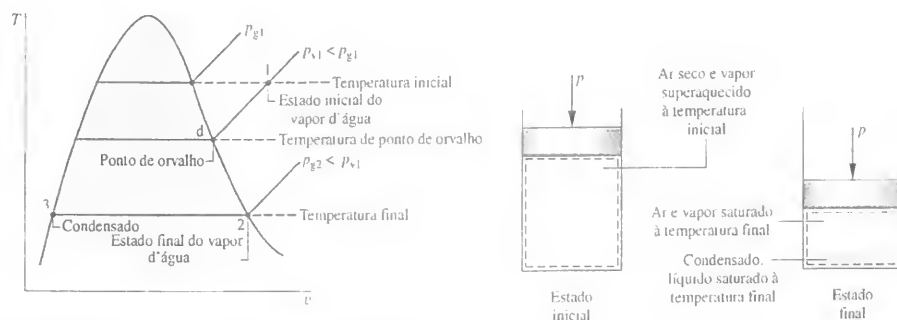
Modelo de Engenharia:

1. Uma amostra de 1 lbm (0,454 kg) de ar úmido é tomada como um sistema fechado. A pressão do sistema permanece constante em 14,7 lbf/in² (96,5 kPa).
2. A fase gasosa pode ser considerada uma mistura de gases ideais. Cada componente da mistura funciona como um gás ideal que existisse sozinho no volume ocupado pela fase gasosa à temperatura da mistura.
3. Quando uma fase de água líquida está presente, o vapor d'água existe como vapor saturado à temperatura do sistema. O líquido presente é um líquido saturado à temperatura do sistema.

Análise:

(a) A razão de mistura inicial pode ser estimada a partir da Eq. 12.43. Para isso necessita-se da pressão parcial do vapor d'água, p_{v1}, que pode ser encontrada através da umidade relativa dada e p_g da Tabela A-2E a 70°F (21,1°C), como se segue:

$$p_{v1} = \phi p_g = (0,7)\left(0,3632 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}\right) = 0,2542 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

Substituindo os valores na Eq. 12.43, temos

$$\omega_1 = 0{,}622\left(\frac{0{,}2542}{14{,}7 - 0{,}2542}\right) = 0{,}011\,\frac{\text{lb (vapor)}}{\text{lb (ar seco)}}$$

(b) A temperatura de ponto de orvalho é a temperatura de saturação correspondente à pressão parcial, p_{v1}. A interpolação de valores na Tabela A-2E gera $T = 60°F$ (15,5°C). A temperatura de ponto de orvalho é indicada no diagrama T-v do exemplo.

(c) A quantidade de condensado, m_w, iguala a diferença entre a quantidade inicial de vapor d'água na amostra, m_{v1}, e a quantidade final de vapor d'água, m_{v2}. Ou seja,

$$m_w = m_{v1} - m_{v2}$$

Para estimar m_{v1}, observe que o sistema inicialmente consiste em 1 lbm (0,454 kg) de ar seco e vapor d'água, portanto 1 lbm (0,454 kg) $= m_a + m_{v1}$, onde m_a é a massa de ar seco presente na amostra. Como $\omega_1 = m_{v1}/m_a$, $m_a = m_{v1}/\omega_1$. Com isso obtemos

$$1\ \text{lb} = \frac{m_{v1}}{\omega_1} + m_{v1} = m_{v1}\left(\frac{1}{\omega_1} + 1\right)$$

Resolvendo para m_{v1},

$$m_{v1} = \frac{1\ \text{lb}}{(1/\omega_1) + 1}$$

Substituindo o valor de ω_1 determinado no item (a), temos

$$m_{v1} = \frac{1\ \text{lb}}{(1/0{,}011) + 1} = 0{,}0109\ \text{lb (vapor)}$$

❶ A massa de ar seco presente é então $m_a = 1 - 0{,}0109 = 0{,}9891$ lbm (0,449 kg) (ar seco).

A seguir, vamos estimar m_{v2}. Com a hipótese 3, a pressão parcial do vapor d'água restante no sistema no estado final é a pressão de saturação correspondente a 40°F (4,44°C): $p_g = 0{,}1217$ lbf/in² (839,1 Pa). Conseqüentemente, a razão de mistura após o resfriamento é determinada através da Eq.12.43 como

$$\omega_2 = 0{,}622\left(\frac{0{,}1217}{14{,}7 - 0{,}1217}\right) = 0{,}0052\,\frac{\text{lb (vapor)}}{\text{lb (ar seco)}}$$

A massa do vapor d'água presente no estado final é, então,

$$m_{v2} = \omega_2 m_a = (0{,}0052)(0{,}9891) = 0{,}0051\ \text{lb (vapor)}$$

Finalmente, a quantidade de vapor d'água que se condensa é

$$m_w = m_{v1} - m_{v2} = 0{,}0109 - 0{,}0051 = 0{,}0058\ \text{lb (condensado)}$$

❶ A quantidade de vapor d'água presente em uma mistura típica de ar úmido é consideravelmente menor que a quantidade de ar seco presente.

Teste-Relâmpago

Determine o título da mistura de duas fases, de líquido-vapor, e a umidade relativa da fase gasosa no estado final.

Resposta 47%, 100%.

Exemplo 12.8 RESFRIAMENTO DE AR ÚMIDO A VOLUME CONSTANTE

Uma mistura de ar-vapor d'água está contida em um reservatório de pressão fechado e rígido, com um volume de 35 m³ a 1,5 bar ($1{,}5 \times 10^5$ Pa), 120°C e $\phi = 10\%$. A mistura é resfriada a volume constante até que sua temperatura seja reduzida para 22 °C. Determine **(a)** a temperatura do ponto de orvalho correpondente ao estado inicial, em °C, **(b)** a temperatura à qual a condensação realmente começa, em °C, e **(c)** a quantidade de vapor d'água condensada, em kg.

Solução

Dado: Um reservatório de pressão fechado e rígido, com um volume de 35 m³ contendo ar úmido a 1,5 bar ($1{,}5 \times 10^5$ Pa), 120°C e $\phi = 10\%$, é resfriado até 22°C.

Pede-se: Determine a temperatura de ponto de orvalho no estado inicial, em °C, e a temperatura à qual a condensação realmente começa, em °C, e a quantidade de vapor d'água condensada, em kg.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E12.8

Modelo de Engenharia:

1. Os componentes contidos no reservatório de pressão são considerados um sistema fechado. O volume do sistema permanece constante.
2. A fase gasosa pode ser considerada uma mistura de gases ideais. Cada componente da mistura funciona como um gás ideal como se existisse sozinho no volume ocupado pela fase gasosa à temperatura da mistura.
3. Quando uma fase de água líquida está presente, o vapor d'água existe como vapor saturado à temperatura do sistema. O líquido presente é um líquido saturado à temperatura do sistema.

Análise:

(a) A temperatura de ponto de orvalho no estado inicial é a temperatura de saturação correspondente à pressão parcial p_{v1}. Com a umidade relativa dada e a pressão de saturação a 120°C da Tabela A-2, temos

$$p_{v1} = \phi_1 p_{g1} = (0{,}10)(1{,}985) = 0{,}1985\ \text{bar}$$

Interpolando na Tabela A-2 obtemos a temperatura de ponto de orvalho como 60°C, que é a temperatura à qual a condensação iria começar *se* o ar úmido fosse resfriado a *pressão constante*.

(b) Não importa se existe apenas como vapor, ou como líquido *e* vapor, a água ocupa o volume total, que permanece constante. Conseqüentemente, como a massa total de água presente também é constante, a água é submetida a um processo de volume específico constante mostrado no diagrama T-v deste exemplo. No processo do estado 1 para o estado 1', a água existe apenas como vapor. Para o processo do estado 1' para o estado 2, a água existe como uma mistura de duas fases líquido-vapor. Observe que a pressão não permanece constante durante o processo de resfriamento do estado 1 para o estado 2.

O estado 1' no diagrama T-v indica o estado em que o vapor d'água começa a se tornar saturado. A temperatura de saturação nesse estado é indicada como T'. Resfriar a uma temperatura menor que T' resultaria em condensação de parte do vapor d'água presente. Como o estado 1' é um estado de vapor saturado, a temperatura T' pode ser determinada através da interpolação na Tabela A-2 com o volume específico da água nesse estado. O volume específico do vapor no estado 1' é igual ao volume específico do vapor no estado 1, o qual pode ser estimado a partir da equação de gás ideal

$$v_{v1} = \frac{(\bar{R}/M_v)T_1}{p_{v1}} = \left(\frac{8314}{18}\,\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)\left(\frac{393\ \text{K}}{0{,}1985 \times 10^5\ \text{N/m}^2}\right)$$
$$= 9{,}145\,\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

❶ A interpolação na Tabela A-2 com $v_{v1} = v_g$ fornece $T' = 56°C$. Esta é a temperatura à qual a condensação começa.

(c) A quantidade de condensado iguala a diferença entre as quantidades inicial e final de vapor d'água presentes. A massa do vapor d'água presente inicialmente é

$$m_{v1} = \frac{V}{v_{v1}} = \frac{35\ \text{m}^3}{9{,}145\ \text{m}^3/\text{kg}} = 3{,}827\ \text{kg}$$

A massa de vapor d'água presente no final pode ser determinada a partir do *título*. No estado final, a água forma uma mistura de duas fases líquido-vapor tendo um volume específico de 9,145 m³/kg. Utilizando esse valor de volume específico, podemos encontrar o título x_2 da mistura de líquido-vapor como

$$x_2 = \frac{v_{v2} - v_{f2}}{v_{g2} - v_{f2}} = \frac{9{,}145 - 1{,}0022 \times 10^{-3}}{51{,}447 - 1{,}0022 \times 10^{-3}} = 0{,}178$$

onde v_{f2} e v_{g2} são, respectivamente, os volumes específicos do líquido saturado e do vapor saturado a $T_2 = 22°C$.

Utilizando-se o título em conjunto com a quantidade total de água presente conhecida, 3,827 kg, a massa do vapor d'água contida no sistema no estado final é

$$m_{v2} = (0{,}178)(3{,}827) = 0{,}681\ \text{kg}$$

A massa do condensado, m_{w2}, é então

$$m_{w2} = m_{v1} - m_{v2} = 3{,}827 - 0{,}681 = 3{,}146 \text{ kg}$$

❶ Quando a mistura de ar úmido é resfriada com o volume da mistura se mantendo constante, a temperatura à qual a condensação começa não é a temperatura de ponto de orvalho correspondente ao estado inicial. Nesse caso, a condensação começa a 56°C, mas a temperatura de ponto de orvalho no estado inicial, determinada no item (a), é de 60°C.

Determine a umidade específica no estado inicial e a quantidade de ar seco presente, em kg.

Resposta 0,0949, 40,33 kg.

Nenhum conceito básico adicional é necessário para o estudo de sistemas fechados que envolvam misturas de ar seco e vapor d'água. O Exemplo 12.9, que se baseia no Exemplo 12.8, apresenta alguns aspectos particulares da utilização da conservação de massa e da conservação de energia ao analisar esse tipo de sistema. Considerações semelhantes podem ser utilizadas para estudar outros sistemas fechados que envolvam ar úmido.

Exemplo 12.9 ESTIMATIVA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA O AR ÚMIDO RESFRIADO A VOLUME CONSTANTE

Uma mistura de ar-vapor d'água está contida em um reservatório de pressão fechado e rígido, com um volume de 35 m³ a 1,5 bar ($1{,}5 \times 10^5$ Pa), 120°C e $\phi = 10\%$. A mistura é resfriada até que sua temperatura seja reduzida a 22°C. Determine a transferência de calor durante o processo, em kJ.

Solução

Dado: Um reservatório de pressão fechado e rígido, com um volume de 35 m³ contendo ar úmido inicialmente a 1,5 bar ($1{,}5 \times 10^5$ Pa), 120°C e $\phi = 10\%$ é resfriado até 22°C.

Pede-se: Determine a transferência de calor do processo, em kJ.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos: Veja a figura do Exemplo 12.8.

Modelo de Engenharia:

1. O conteúdo do reservatório de pressão é tomado como um sistema fechado. O volume do sistema permanece constante.
2. A fase gasosa pode ser considerada uma mistura de gases ideais. Cada componente da mistura funciona como se fosse um gás ideal que existisse sozinho no volume ocupado pela fase gasosa à temperatura da mistura.
3. Quando a água líquida está presente, o vapor d'água existe como vapor saturado e o líquido presente é um líquido saturado, cada qual à temperatura do sistema.
4. Não há trabalho durante o processo de resfriamento e não há variação das energias cinética e potencial.

Análise: Uma simplificação do balanço de energia do sistema fechado a partir da hipótese 4 resulta em

$$\Delta U = Q - \cancel{W}^{0}$$

ou

$$Q = U_2 - U_1$$

onde

$$U_1 = m_a u_{a1} + m_{v1} u_{v1} = m_a u_{a1} + m_{v1} u_{g1}$$

e

$$U_2 = m_a u_{a2} + m_{v2} u_{v2} + m_{w2} u_{w2} = m_a u_{a2} + m_{v2} u_{g2} + m_{w2} u_{f2}$$

Nestas equações, os índices a, v e w indicam, respectivamente, ar seco, vapor d'água e água líquida. A energia interna específica do vapor d'água no estado inicial pode ser aproximado como o valor de vapor saturado a T_1. No estado final, supõe-se que o vapor d'água exista como vapor saturado, portanto a sua energia interna específica é u_g a T_2. A água líquida no estado final é saturada, assim a sua energia interna específica é u_f a T_2.

Utilizando-se as três últimas equações

❶ $$Q = \underline{m_a(u_{a2} - u_{a1})} + \underline{m_{v2}u_{g2} + m_{w2}u_{f2} - m_{v1}u_{g1}}$$

A massa de ar seco, m_a, pode ser determinada por meio da equação de estado de gás ideal em conjunto com a pressão parcial do ar seco no estado inicial, obtida por meio de $p_{v1} = 0{,}1985$ bar (19,9 kPa) da solução do Exemplo 12.8:

$$m_a = \frac{p_{a1}V}{(\overline{R}/M_a)T_1} = \frac{[(1{,}5 - 0{,}1985) \times 10^5 \text{ N/m}^2](35 \text{ m}^3)}{(8314/28{,}97 \text{ N} \cdot \text{m/kg} \cdot \text{K})(393 \text{ K})}$$
$$= 40{,}389 \text{ kg}$$

Então, estimando as energias internas do ar seco e da água, respectivamente das Tabelas A-22 e A-2, temos

$$Q = 40{,}389(210{,}49 - 281{,}1) + 0{,}681(2405{,}7) + 3{,}146(92{,}32) - 3{,}827(2529{,}3)$$
$$= -2851{,}87 + 1638{,}28 + 290{,}44 - 9679{,}63 = -10.603 \text{ kJ}$$

Os valores para m_{v1}, m_{v2} e m_{w2} são da solução do Exemplo 12.8.

❶ O primeiro termo sublinhado nesta equação para Q é estimado com as energias internas específicas da tabela de gás ideal para ar, a Tabela A-22. Os dados da tabela de vapor são utilizados para estimativa do segundo termo sublinhado. As diferentes referências para energia interna subjacentes a essas tabelas são canceladas porque cada um desses dois termos envolve *diferenças* de energias internas. Como o calor específico c_{va} para o ar seco varia apenas levemente no intervalo de 120 a 22°C (Tabela A-20), a variação da energia interna específica do ar seco também pode ser estimada por meio do valor da constante c_{va}.

Teste-Relâmpago

Calcule a variação da energia interna do *ar seco*, em kJ, supondo um calor específico constante c_{va} interpolado da Tabela A-20 na média das temperaturas inicial e final.

Resposta −2854 kJ.

12.5.5 Estimativa da Razão de Mistura por Meio da Temperatura de Saturação Adiabática

Em princípio, podemos determinar a razão de mistura ω de uma mistura ar-vapor d'água se conhecermos os valores de três propriedades da mistura: a pressão p, a temperatura T e a ***temperatura de saturação adiabática*** T_{sa} apresentada nesta seção. A relação entre estas quantidades é obtida através da aplicação da conservação de massa e da conservação de energia a um *saturador adiabático* (veja a figura).

temperatura de saturação adiabática

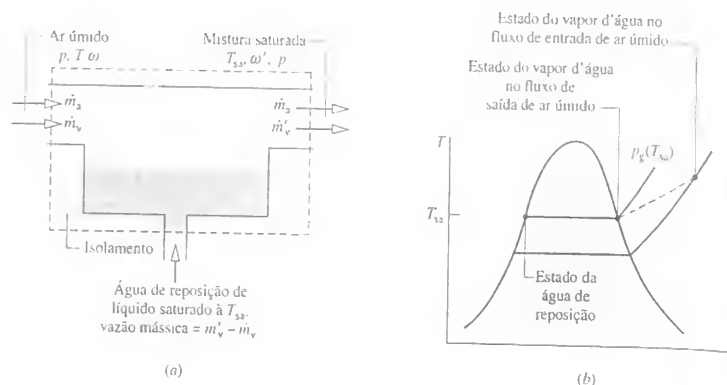
As Eqs. 12.48 e 12.49 fornecem a razão de mistura ω em termos da temperatura de saturação adiabática e outras quantidades.

$$\omega = \frac{h_a(T_{sa}) - h_a(T) + \omega'[h_g(T_{sa}) - h_f(T_{sa})]}{h_g(T) - h_f(T_{sa})} \tag{12.48}$$

nas quais h_f e h_g indicam, respectivamente, as entalpias da água líquida saturada e do vapor d'água saturado, obtidas das tabelas de vapor às temperaturas indicadas. As entalpias do ar seco h_a podem ser obtidas da tabela de gás ideal para ar. Alternativamente, $h_a(T_{sa}) - h_a(T) = c_{pa}(T_{sa} - T)$, onde c_{pa} é uma constante adequada para o calor específico de ar seco. A razão de mistura ω' que aparece na Eq. 12.48 é

$$\omega' = 0{,}622 \frac{p_g(T_{sa})}{p - p_g(T_{sa})} \tag{12.49}$$

em que $p_g(T_{sa})$ é a pressão de saturação à temperatuta de saturação adiabatica e p é a pressão da mistura.

Fig. 12.7 Saturador adiabático. (a) Representação esquemática (b) Representação do processo.

Modelagem de um Saturador Adiabático

A Figura 12.7 mostra as representações esquemáticas e de processo de um saturador adiabático, que é um dispositivo de duas entradas e uma saída pelo qual passa ar úmido. Admite-se que o dispositivo opera em regime permanente e sem significativa transferência de calor para a vizinhança. Uma mistura ar-vapor d'água de razão de mistura *desconhecida* ω entra no saturador adiabático a pressão p e temperatura T conhecidas. À medida que a mistura passa pelo dispositivo, este entra em contato com um reservatório de água. Se a mistura de entrada não estiver saturada ($\phi < 100\%$), parte da água pode evaporar-se. A energia necessária para evaporar a água viria do ar úmido, assim a temperatura da mistura iria decrescer à medida que o ar passasse pelo duto. Para um duto suficientemente longo, a mistura estaria saturada ao sair ($\phi = 100\%$). Como uma mistura saturada seria alcançada sem transferência de calor com a vizinhança, a temperatura da mistura de saída é a *temperatura de saturação adiabática*. Como mostra a Fig. 12.7, uma vazão constante da água de reposição à temperatura T_{sa} é adicionada à mesma taxa à qual a água evapora. Supõe-se que a pressão da mistura permanece constante à medida que esta passa através do dispositivo. A Eq. 12.48, que fornece a razão de mistura ω da mistura de ar úmido de entrada em termos de p, T e T_{sa}, pode ser obtida através do emprego da conservação de massa e da conservação de energia ao saturador adiabático, como se segue.

Em regime permanente, a vazão mássica do ar seco que entra no dispositivo, $\dot{m}_a$, deve ser igual à vazão mássica do ar seco que sai. A vazão mássica da água de reposição é a diferença entre as vazões mássicas de vapor de saída e de entrada indicadas, respectivamente, por $\dot{m}_v$ e $\dot{m}'_v$. Estas vazões estão mostradas na Fig. 12.7*a*. Em regime permanente, o balanço de taxa de energia reduz-se a

$$(\dot{m}_a h_a + \dot{m}_v h_v)_{\substack{\text{ar úmido} \\ \text{entrando}}} + [(\dot{m}'_v - \dot{m}_v)h_w]_{\substack{\text{água de} \\ \text{reposição}}} = (\dot{m}_a h_a + \dot{m}'_v h_v)_{\substack{\text{ar úmido} \\ \text{saindo}}}$$

Várias hipóteses estão por trás desta expressão: cada um dos dois fluxos de ar úmido e modelado como uma mistura de gases ideais de ar seco e vapor d'água. Admite-se que a transferência de calor para a vizinhança é desprezível. Não há trabalho $\dot{W}_{vc}$ e as variações das energias cinética e potencial não são consideradas.

Dividindo-se pela vazão mássica do ar seco, $\dot{m}_a$, pode-se escrever o balanço de taxa de energia em base de unidade de massa de ar seco que passa pelo dispositivo como

$$(h_a + \omega h_g)_{\substack{\text{ar úmido} \\ \text{entrando}}} + [(\omega' - \omega)h_f]_{\substack{\text{água de} \\ \text{reposição}}} = (h_a + \omega' h_g)_{\substack{\text{ar úmido} \\ \text{saindo}}} \qquad (12.50)$$

onde $\omega = \dot{m}_v/\dot{m}_a$ e $\omega' = \dot{m}'_v/\dot{m}_a$.

Para a mistura saturada de saída, a pressão parcial do vapor d'água é a pressão de saturação correspondente à temperatura de saturação adiabática $p_g(T_{sa})$. Conseqüentemente, conhecendo-se T_{sa} e a pressão da mistura p, pode-se estimar a razão de mistura ω' como indica a Eq. 12.49. Ao escrever-se a Eq. 12.50, a entalpia específica do vapor d'água de entrada terá sido estimada como vapor d'água saturado à temperatura da mistura de entrada, conforme a Eq. 12.47. Como a mistura de saída é saturada, a entalpia do vapor d'água na saída é dada pelo valor do vapor saturado a T_{sa}. A entalpia da água de reposição é estimada como aquela do líquido saturado a T_{sa}.

Quando a Eq. 12.50 é resolvida para ω, resulta na Eq. 12.48. Os detalhes da resolução são deixados como exercício. Embora tenha sido deduzida em referência a um saturador adiabático, a relação provida pela Eq. 12.48 aplica-se de modo geral a misturas de ar úmido e não se restringe a esse tipo de sistema ou mesmo a volumes de controle. A relação permite que a razão de mistura ω seja determinada para *qualquer* mistura de ar úmido para a qual a pressão p, a temperatura T e a temperatura de saturação adiabática T_{sa} sejam conhecidas.

12.6 Psicrômetros: Medição das Temperaturas de Bulbo Úmido e de Bulbo Seco

Para misturas de ar úmido nas faixas de pressão e de temperatura usuais de psicrômetros, a temperatura de bulbo úmido de medida imediata e um parâmetro importante.

A ***temperatura de bulbo úmido*** é lida de um termômetro de bulbo úmido, que é um termômetro de líquido em vidro usual, cujo bulbo é envolvido por uma mecha umedecida com água. A expressão ***temperatura de bulbo seco*** refere-se simplesmente à temperatura que seria medida por um termômetro posicionado na mistura. Freqüentemente um termômetro de bulbo úmido é montado junto a um termômetro de bulbo seco para formar um instrumento chamado ***psicrômetro***.

temperatura de bulbo úmido

temperatura de bulbo seco

psicrômetro

O psicrômetro ilustrado na Fig. 12.8*a* é girado pelo ar onde as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido precisam ser determinadas. Isto induz um fluxo de ar por entre os dois termômetros. Para o psicrômetro da Fig. 12.8*b*, o fluxo de ar é induzido por um ventilador operado por bateria. Em cada tipo de psicrômetro, se o ar da vizinhança não estiver saturado, a água contida na mecha do termômetro de bulbo úmido evapora-se e a temperatura da água restante cai abaixo da temperatura de bulbo seco. Eventualmente, uma condição de regime permanente é alcançada pelo termômetro de bulbo úmido. As temperaturas de bulbo úmido e de bulbo seco são então lidas dos respectivos termômetros. A temperatura de bulbo umido depende das taxas de transferência de calor e mássica entre a mecha umedecida e o ar. Como estes, por sua vez, dependem da geometria do termômetro, da velocidade do ar, da temperatura do suprimento de água e de outros fatores, a temperatura de bulbo úmido não é uma propriedade da mistura.

Para misturas de ar úmido nas faixas normais de temperatura e pressão de aplicações psicrométricas, a temperatura de saturação adiabática apresentada na Seção 12.5.5 é aproximada de perto pela temperatura de bulbo úmido. Conseqüentemente, a razão de mistura para tais misturas pode ser calculada através da utilização da temperatura de bulbo úmido nas Eqs. 12.48 e 12.49 em vez da temperatura de saturação adiabática. Geralmente não se encontra boa concordância entre as temperaturas de saturação adiabática e de bulbo úmido para ar úmido que se afaste das condições psicrométricas normais.

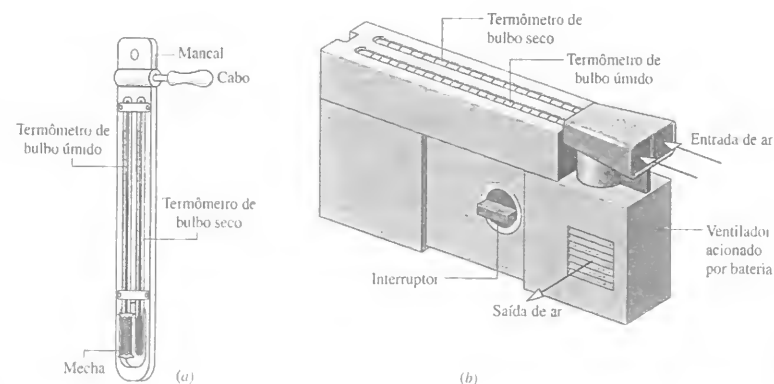



Fig. 12.8 Psicrômetros. (a) Psicrômetro de Sling. (b) Psicrômetro de aspiração

O *National Weather Service* está descobrindo melhores maneiras de ajudar a medir a penúria das pessoas durante ondas de frio para que possam evitar os perigos do mau tempo. O índice de vento gelado, que durante muitos anos baseava-se em um único estudo de 1945, foi recentemente atualizado, abrangendo novos dados fisiológicos e modelamento computacional para melhor refletir os riscos de ventos frios e de temperaturas congelantes.

Bio. conexões

O novo índice de vento gelado é uma "temperatura" padronizada que leva em conta tanto a temperatura real do ar quanto a velocidade do vento. A fórmula na qual está baseada utiliza medições da resistência térmica da pele e modelos computadorizados dos padrões de vento sobre o rosto humano, em conjunto com os princípios da transferência de calor. Pelo novo índice, uma temperatura de ar de 5°F (−15°C) e uma velocidade de vento de 25 milhas por hora (40,2 km/h) correspondem a uma temperatura de vento gelado de −40°F (−40°C). O antigo índice atribuiria a um vento gelado de apenas −20°F (−28,9°C) as mesmas condições. Com a nova informação, as pessoas estão mais bem preparadas para evitar exposições que possam levar a graves problemas de saúde, tais como ulcerações provocadas pelo frio.

A medida aperfeiçoada foi desenvolvida pelas universidades, sociedades científicas internacionais e pelo governo dos EUA, em um esforço que levou à adoção desse novo padrão nos Estados Unidos. Outros aperfeiçoamentos estão em curso para incluir na fórmula a quantidade de encobrimento por nuvens, visto que a radiação solar é também um fator importante na maneira como o frio é sentido.

12.7 Cartas Psicrométricas

carta psicrométrica

Representações gráficas de várias propriedades importantes de ar úmido são fornecidas em ***cartas psicrométricas***. As principais características de um tipo de carta são mostradas na Fig. 12.9. Cartas completas em unidades do SI e em unidades inglesas são fornecidas nas Figs. A-9 e A-9E. Essas cartas são traçadas para uma mistura com pressão de 1 atm, mas cartas para outras pressões de mistura estão também disponíveis. Quando a pressão de mistura difere apenas levemente de 1 atm, as Figs. A-9 continuam sendo precisas o suficiente para análises de engenharia. Neste texto, tais diferenças são desprezadas.

Vamos estudar alguns aspectos da carta psicrométrica:

- Com relação à Fig. 12.9, observe que na abscissa encontra-se a temperatura de bulbo seco e na ordenada encontra-se a razão de mistura. Para cartas no SI, a temperatura está em °C e ω está expresso em kg ou g, de vapor d'água por kg de ar seco. Cartas em unidades inglesas expressam a temperatua em °F e ω em lbm, ou em *grãos*, de vapor d'água por lbm de ar seco, onde 1 lbm = 7000 grãos.
- A Eq. 12.43 mostra que para uma pressão de mistura estabelecida existe uma correspondência direta entre a pressão parcial do vapor d'água e a razão de mistura. Em conseqüência, a pressão do vapor também pode ser mostrada sobre a ordenada, como se vê na Fig. 12.9.
- As curvas de umidade relativa constante são mostradas em cartas psicrométricas. Na Fig. 12.9, curvas marcadas com ϕ = 100, 50 e 10% estão evidenciadas. Como o ponto de orvalho é o estado em que a mistura se torna saturada quando resfriada a pressão de vapor constante, pode-se determinar a temperatura de ponto de orvalho correspondente a um dado estado de ar úmido ao seguir-se a linha de ω constante (p_v constante) até a linha de saturação, ϕ = 100%. A temperatura de ponto de orvalho e a temperatura de bulbo seco são idênticas para estados sobre a curva de saturação.
- As cartas psicrométricas também fornecem valores da entalpia de mistura por unidade de massa de ar seco na mistura: $h_a + \omega h_v$. Nas Figs. A-9 e A-9E, a entalpia de mistura tem, respectivamente, unidades kJ por kg de ar seco e Btu por lbm de ar seco. Os valores numéricos fornecidos nessas cartas são determinados em relação aos estados de referência *especiais* e valores de referência mostrados a seguir. Na Fig. A-9, a entalpia de ar seco h_a é determinada em relação ao valor nulo a 0°C, e não a 0 K como na Tabela A-22. Conseqüentemente, no lugar da Eq. 3.49 utilizada para gerar os dados de entalpia das Tabelas A-22, é empregada a seguinte expressão para se estimar a entalpia de ar seco para utilização da carta psicrométrica:

$$h_a = \int_{273,15\,K}^{T} c_{pa}\,dT = c_{pa}T(°C) \qquad (12.51)$$

onde c_{pa} é um valor constante para o calor específico c_p do ar seco e T(°C) indica a temperatura em °C. Para a carta em unidades inglesas. Fig. A-9E, h_a é determinada em relação a uma referência de 0 °F (−17,8°C), utilizando $h_a = c_{pa}T$(°F), onde T(°F) indica a temperatura em °F. Nas faixas de temperaturas das Figs. A-9 e A-9E, c_{pa} pode ser tomada, respectivamente, como 1,005 kJ/kg · K e 0,24 Btu/lbm · °R. Nas Figs. A-9 a entalpia do vapor d'água h_v é estimada como h_g à temperatura de bulbo seco da mistura da Tabela A-2 ou da Tabela A-2E, conforme o caso.

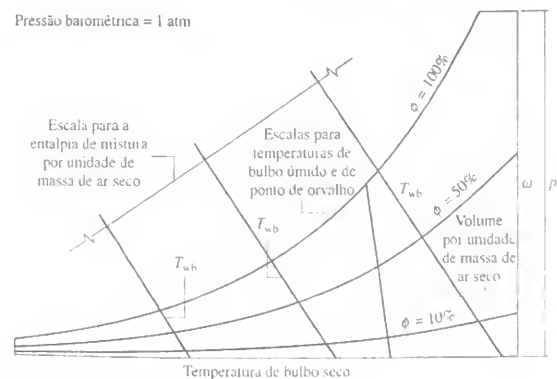



Fig. 12.9 Carta psicrométrica

- Outro parâmetro importante nas cartas psicrométricas é a temperatura de bulbo úmido. Como mostram as Figs. A-9, as linhas de T_{wb} constante vão do canto superior esquerdo ao canto inferior direito da carta. A relação entre a temperatura de bulbo úmido e outras variáveis da carta é fornecida pela Eq. 12.48. A temperatura de bulbo úmido pode ser utilizada nessa equação em vez da temperatura de saturação adiabática para estados de ar úmido posicionados nas Figs. A-9.
- As linhas isotérmicas de bulbo úmido são aproximadamente linhas isentálpicas de mistura por unidade de massa de ar seco. Esta característica pode ser apresentada pelo estudo do balanço de energia do saturador adiabático, a Eq. 12.50. Como a contribuição da energia que entra no saturador adiabático com a água de reposição é normalmente muito menor que aquela do ar úmido, a entalpia do ar úmido de entrada é praticamente igual à entalpia da mistura saturada de saída. Em conseqüência, todos os estados com o mesmo valor de temperatura de bulbo úmido (temperatura de saturação adiabática) têm praticamente o mesmo valor de entalpia de mistura por unidade de massa de ar seco. Embora as Figs. A-9 desconsiderem esse pequeno efeito, algumas cartas psicrométricas são desenhadas para mostrar o afastamento entre as linhas isotérmicas de bulbo úmido e as linhas isentálpicas de mistura.
- Como mostra a Fig. 12.9, as cartas psicrométricas também fornecem linhas que representam o volume por unidade de massa de ar seco, V/m_a. As Figuras A-9 e A-9E fornecem essa quantidade, respectivamente, em unidades de m³/kg e ft³/lbm. Estas linhas de volume específico podem ser interpretadas como apresentando o volume de ar seco ou de vapor d'água, por unidade de massa de ar seco, considerando-se que cada componente da mistura preenche todo o volume.

A carta psicrométrica é facilmente utilizada. ➥ **POR EXEMPLO...** um psicrômetro indica que a temperatura de bulbo seco de uma sala de aula é de 68°F (20°C) e a temperatura de bulbo úmido é de 60°F (15°C). Posicionando o estado da mistura na Fig. A-9E como correspondente à interseção dessas temperaturas, pode-se ler ω = 0,0092 lbm (vapor)/lbm (ar seco) e ϕ = 63%. ◄

12.8 Análise de Processos de Condicionamento de Ar

O propósito desta seção é estudar processos típicos de condicionamento de ar por meio dos princípios da psicrometria desenvolvidos neste capítulo. Ilustrações específicas são fornecidas em forma de exemplos resolvidos que envolvem volumes de controle em regime permanente. Em cada caso, emprega-se a metodologia apresentada na Seção 12.8.1 para se chegar à solução. Para reforçar os princípios psicrométricos desenvolvidos neste capítulo, determinamos os parâmetros psicrométricos necessários na maioria dos casos por meio de dados tabulados fornecidos no apêndice. Deixamos como exercício a tarefa de conferir esses valores através do uso de uma carta psicrométrica.

12.8.1 Aplicando Balanços de Massa e de Energia aos Sistemas de Condicionamento de Ar

O propósito desta seção é exemplificar a utilização dos princípios de conservação de massa e de conservação de energia na análise de sistemas que envolvam misturas de ar seco e vapor d'água nos quais pode estar presente uma fase de água condensada. A mesma abordagem básica de solução, que tem sido usada até aqui em análises termodinâmicas estudadas, se aplica. O único aspecto novo é a utilização de termos específicos e parâmetros psicrométricos.

Fig. 12.10 Sistema para condicionamento de ar úmido.

Sistemas que realizam processos de condicionamento de ar tais como aquecimento, resfriamento, umidificação e desumidificação são normalmente analisados através de volumes de controle. Para estudar uma análise típica, volte à Fig. 12.10, que mostra um volume de controle, em regime permanente, de duas entradas e uma única saída. Um fluxo de ar úmido entra em 1, um fluxo de ar úmido sai em 2, e um fluxo apenas de água entra em 3. O fluxo apenas de água pode ser de líquido ou de vapor. Uma taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{vc}$ pode ocorrer entre o volume de controle e a vizinhança. Dependendo da utilização, o valor de $\dot{Q}_{vc}$ poderá ser positivo, negativo ou nulo.

Balanço de Massa

Em regime permanente a quantidade de ar seco e de vapor d'água contidos no volume de controle não pode variar. Assim, para cada componente visto individualmente é necessário que as vazões mássicas totais de entrada e de saída sejam iguais. Ou seja,

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \qquad \text{(ar seco)}$$

$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_w = \dot{m}_{v2} \qquad \text{(água)}$$

Para simplificar, a vazão mássica constante de ar seco é denominada $\dot{m}_a$. As vazões mássicas de vapor d'água podem ser expressas convenientemente em termos de razões de mistura como

$\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$. Com essas expressões, o balanço de massa para a água torna-se

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) \qquad \text{(água)} \tag{12.52}$$

Quando é adicionada água em 3, ω_2 é maior que ω_1.

Balanço de Energia

Se supusermos $\dot{W}_{vc} = 0$ e desconsiderarmos todos os efeitos das energias cinética e potencial, o balanço de taxa de energia reduz-se, em regime permanente, a

$$0 = \dot{Q}_{vc} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1}) + \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2}) \tag{12.53}$$

Nesta equação, os fluxos de ar úmido de entrada e de saída são considerados misturas de gases ideais de ar seco e de vapor d'água.

A Eq. 12.53 pode ser reescrita em uma forma que é particularmente conveniente para a análise de sistemas de condicionamento de ar. Em primeiro lugar, com a Eq. 12.47 as entalpias do vapor d'água de entrada e de saída podem ser estimadas como se fossem as entalpias de vapor saturado correspondentes, respectivamente, às temperaturas T_1 e T_2, gerando

$$0 = \dot{Q}_{vc} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{g1}) + \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{g2})$$

Então, com $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$, a equação pode ser expressa como

$$0 = \dot{Q}_{vc} + \dot{m}_a(h_{a1} + \omega_1 h_{g1}) + \dot{m}_w h_w - \dot{m}_a(h_{a2} + \omega_2 h_{g2}) \tag{12.54}$$

Finalmente, substituindo-se a Eq. 12.52, o balanço de taxa de energia torna-se

$$0 = \dot{Q}_{vc} + \dot{m}_a[\underline{(h_{a1} - h_{a2})} + \underline{\omega_1 h_{g1} + (\omega_2 - \omega_1)h_w - \omega_2 h_{g2}}] \tag{12.55}$$

O primeiro termo sublinhado da Eq. 12.55 pode ser estimado a partir das Tabelas A-22 para fornecer as propriedades de gás ideal do ar. Como alternativa, uma vez que normalmente se encontram diferenças de temperaturas relativamente pequenas na classe de sistemas que está sendo considerado, este termo pode ser estimado como $h_{a1} - h_{a2} = c_{pa}(T_1 - T_2)$, onde c_{pa} é um valor constante para o calor específico do ar seco. O segundo termo sublinhado da Eq. 12.55 pode ser estimado por meio de dados da tabela de vapor em conjunto com valores conhecidos de ω_1 e ω_2.

Resumo de Modelamento

Como sugerimos no desenvolvimento precedente, várias hipóteses simplificadoras costumam ser utilizadas quando se analisam sistemas de condicionamento de ar do tipo aqui considerado. Além da hipótese de operação em regime permanente, supõe-se escoamento unidimensional para ser aplicado nas posições em que a matéria cruza a fronteira do volume de controle, e os efeitos das energias cinética e potencial nessas posições são desprezíveis. Na maior parte dos casos não há trabalho, exceto o trabalho de escoamento onde a matéria cruza a fronteira. Também podem ser necessárias outras simplificações em casos específicos.

12.8.2 Condicionamento de Ar Úmido de Composição Constante

Os sistemas de condicionamento de ar de edifícios freqüentemente aquecem ou resfriam um fluxo de ar úmido sem variação na quantidade de vapor d'água presente. Em tais casos, a razão de mistura ω permanece constante, enquanto a umidade relativa e outros parâmetros do ar úmido variam. O Exemplo 12.10 traz uma apresentação básica de utilização da metodologia da Seção 12.8.1.

Exemplo 12.10 AQUECIMENTO DE AR ÚMIDO EM UM DUTO

Ar úmido entra em um duto a 10°C, 80% de umidade relativa e com uma vazão volumétrica de 150 m³/min. A mistura é aquecida à medida que escoa através do duto e sai a 30°C. Nenhuma umidade é adicionada ou retirada, e a pressão da mistura permanece aproximadamente constante em 1 bar (10^5 Pa). Para operação em regime permanente, determine **(a)** a taxa de transferência de calor, em kJ/min, e **(b)** a umidade relativa na saída. Variações nas energias cinética e potencial podem ser desconsideradas.

Solução

Dado: Ar úmido que entra em um duto a 10°C e ϕ = 80% com uma vazão volumétrica de 150 m³/min é esquentado a pressão constante e sai a 30°C. Nenhuma umidade é adicionada ou retirada.

Pede-se: Determine a taxa de transferência de calor, em kJ/min, e a umidade relativa na saída.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

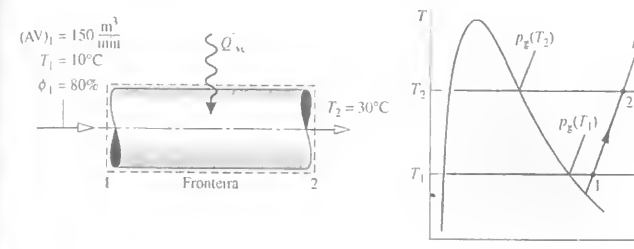



Fig. E12.10a

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura que acompanha o exemplo opera em regime permanente.
2. As variações das energias cinética e potencial entre a entrada e a saída podem ser desconsideradas e $\dot{W}_{vc} = 0$.
3. Os fluxos de ar úmido de entrada e de saída podem ser considerados misturas de gases ideais.

Análise:

(a) A taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{vc}$ pode ser determinada através dos balanços de taxas de massa e de energia. Em regime permanente, a quantidade de ar seco e de vapor d'água contidos no volume de controle não pode variar. Assim, para cada componente individualmente é necessário que as vazões mássicas de entrada e de saída sejam iguais. Ou seja,

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \qquad \text{(ar seco)}$$
$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} \qquad \text{(água)}$$

Para simplificar, as vazões mássicas constantes do ar seco e do vapor d'água são indicadas, respectivamente, por $\dot{m}_a$ e $\dot{m}_v$. A partir destas considerações, pode-se concluir que a razão de mistura é a mesma na entrada e na saída: $\omega_1 = \omega_2$.

A expressão em regime permanente do balanço de taxa de energia reduz-se, com a hipótese 2, a

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \overset{0}{\cancel{\dot{W}_{vc}}} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_v h_{v1}) - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_v h_{v2})$$

Ao se escrever esta equação, os fluxos de ar úmido de entrada e de saída são considerados misturas de gases ideais de ar seco e vapor d'água.

Resolvendo para $\dot{Q}_{vc}$, temos

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_a(h_{a2} - h_{a1}) + \dot{m}_v(h_{v2} - h_{v1})$$

Observando que $\dot{m}_v = \omega \dot{m}_a$, onde ω é a razão de mistura, podemos escrever a expressão para $\dot{Q}_{vc}$ na forma

❶ $$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_a[\underline{(h_{a2} - h_{a1})} + \underline{\omega(h_{v2} - h_{v1})}] \tag{1}$$

Para estimar $\dot{Q}_{vc}$ a partir desta expressão necessitamos das entalpias específicas do ar seco e do vapor d'água na entrada e na saída, da vazão mássica do ar seco e da razão de mistura.

As entalpias específicas de ar seco são obtidas a partir da Tabela A-22 na entrada e na saída, respectivamente, T_1 e T_2: h_{a1} = 283,1 kJ/kg, h_{a2} = 303,2 kJ/kg. As entalpias específicas do vapor d'água são determinadas ao utilizarmos $h_v \approx h_g$ e os dados da Tabela A-2, a T_1 e T_2, respectivamente: h_{g1} = 2519,8 kJ/kg, h_{g2} = 2556,3 kJ/kg.

A vazão mássica do ar seco pode ser determinada a partir da vazão volumétrica na entrada $(AV)_1$:

$$\dot{m}_a = \frac{(AV)_1}{v_{a1}}$$

Nesta equação, v_{a1} é o volume específico do ar seco estimado a T_1 e a pressão parcial do ar seco p_{a1}. Utilizando a equação de estado para gás ideal, temos

$$v_{a1} = \frac{(\bar{R}/M)T_1}{p_{a1}}$$

A pressão parcial p_{a1} pode ser determinada a partir da pressão da mistura p e da pressão parcial do vapor d'água p_{v1}: $p_{a1} = p - p_{v1}$. Para determinar p_{v1}, utilize a umidade relativa de entrada dada e a pressão de saturação a 10°C da Tabela A-2.

$$p_{v1} = \phi_1 p_{g1} = (0{,}8)(0{,}01228 \text{ bar}) = 0{,}0098 \text{ bar}$$

Como a pressão da mistura é de 1 bar (10^5 Pa), segue-se que p_{a1} = 0,9902 bar (99,0 kPa). O volume específico do ar seco é então

$$v_{a1} = \frac{\left(\dfrac{8314}{28{,}97} \dfrac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(283\ \text{K})}{(0{,}9902 \times 10^5\ \text{N/m}^2)} = 0{,}82\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Utilizando este valor, temos que a vazão mássica do ar seco é

$$\dot{m}_a = \frac{150\ \text{m}^3/\text{min}}{0{,}82\ \text{m}^3/\text{kg}} = 182{,}9\ \text{kg/min}$$

A razão de mistura ω pode ser determinada a partir de

$$\omega = 0{,}622\left(\frac{p_{v1}}{p - p_{v1}}\right) = 0{,}622\left(\frac{0{,}0098}{1 - 0{,}0098}\right)$$
$$= 0{,}00616\ \frac{\text{kg (vapor)}}{\text{kg (ar seco)}}$$

Finalmente, substituindo os valores na Eq. (1) temos

$$\dot{Q}_{vc} = 182{,}9[(303{,}2 - 283{,}1) + (0{,}00616)(2556{,}3 - 2519{,}8)]$$
$$= 3717\ \text{kJ/min}$$

(b) Os estados do vapor d'água na entrada e na saída do duto são posicionados no diagrama T-v que acompanha o exemplo. Tanto a composição do ar úmido quanto a pressão da mistura permanecem constantes, logo a pressão parcial do vapor d'água na saída iguala-se à pressão parcial do vapor d'água na entrada: $p_{v2} = p_{v1} = 0{,}0098$ bar (980 Pa). A umidade relativa na saída é, portanto,

$$\phi_2 = \frac{p_{v2}}{p_{g2}} = \frac{0{,}0098}{0{,}04246} = 0{,}231\ (23{,}1\%)$$

onde p_{g2} é obtido da Tabela A-2 a 30°C.

Solução Alternativa com Carta Psicrométrica: Vamos considerar uma solução alternativa utilizando a carta psicrométrica. Como mostramos no croqui da carta psicrométrica, Fig. E12.10*b*, o estado do ar úmido na entrada é definido por $\phi_1 = 80\%$ e temperatura de bulbo seco de 10°C. A partir da solução do item (a), sabemos que a razão de mistura tem na saída o mesmo valor que tem na entrada. Conseqüentemente, o estado do ar úmido na saída é estabelecido por $\omega_2 = \omega_1$ e temperatura de bulbo seco de 30°C. Por inspeção da Fig. A-9, a umidade relativa na saída do duto é de cerca de 23% — portanto, em concordância com o resultado do item (b).

Pode-se estimar a taxa de transferência de calor a partir da carta psicrométrica utilizando-se a seguinte expressão obtida por rearrumação da Eq. (1) do item (a) para

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_a[(h_a + \omega h_v)_2 - (h_a + \omega h_v)_1] \qquad (2)$$

Para estimar $\dot{Q}_{vc}$ a partir desta expressão, necessitamos dos valores da entalpia de mistura por unidade de massa de ar seco $(h_a + \omega h_v)$ na entrada e na saída. Esses valores podem ser determinados por inspeção da carta psicrométrica, Fig. A-9, como $(h_a + \omega h_v)_1 = 25{,}7$ kJ/kg (ar seco), $(h_a + \omega h_v)_2 = 45{,}9$ kJ/kg (ar seco).

Utilizando o valor de volume específico v_{a1} da carta no estado de entrada em conjunto com a vazão volumétrica dada na entrada, determinamos a vazão mássica do ar seco como

$$\dot{m}_a = \frac{150\ \text{m}^3/\text{min}}{0{,}81\ \text{m}^3/\text{kg(ar seco)}} = 185\ \frac{\text{kg(ar seco)}}{\text{min}}$$

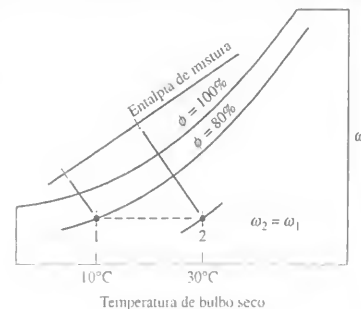
Substituindo os valores no balanço de taxa de energia, Eq. (2), temos

$$\dot{Q}_{vc} = 185\ \frac{\text{kg(ar seco)}}{\text{min}}(45{,}9 - 25{,}7)\frac{\text{kJ}}{\text{kg(ar seco)}}$$
$$= 3737\ \frac{\text{kJ}}{\text{min}}$$

que, como se esperava, está em estreita concordância com o resultado obtido no item (a).

Entalpia de mistura; $\phi = 100\%$; $\phi = 80\%$; ω; $\omega_2 = \omega_1$; 1; 2; 10°C; 30°C; Temperatura de bulbo seco

Fig. E12.10b

---

① O primeiro termo sublinhado nesta equação para $\dot{Q}_{vc}$ é estimado com entalpias específicas da tabela de gás ideal para o ar, Tabela A-22. Os dados da tabela de vapor são utilizados para estimar o segundo termo sublinhado. Observe que as diferentes referências para entalpia subjacentes a essas tabelas cancelam-se porque cada um dos dois termos envolve apenas *diferenças* de entalpias. Como o calor específico para ar seco c_{pa} varia apenas discretamente dentro do intervalo de 10 a 30°C (Tabela A-20), a variação da entalpia específica do ar seco pode ser avaliada alternativamente com $c_{pa} = 1{,}005$ kJ/kg · K

② Não se acrescenta nem se retira água à medida que o ar úmido passa pelo duto a pressão constante; conseqüentemente, a razão de mistura ω e as pressões parciais p_v e p_a permanecem constantes. Porém, uma vez que a pressão de saturação aumenta à medida que a temperatura aumenta da entrada para a saída, a *umidade relativa* diminui: $\phi_2 < \phi_1$.

③ A pressão da mistura, 1 bar (10^5 Pa), é um pouco diferente da pressão utilizada para construir a carta psicrométrica, 1 atm. Esta diferença é desconsiderada.

Teste-Relâmpago

Utilizando-se a carta psicrométrica, qual é a temperatura de ponto de orvalho, em °C, para o ar úmido de entrada? E de saída?

Resposta ≈7°C, a mesma.

12.8.3 Desumidificação

Quando um fluxo de ar úmido é resfriado a pressão de mistura constante a uma temperatura abaixo da temperatura de ponto de orvalho, pode ocorrer certa condensação do vapor d'água inicialmente presente. A Figura 12.11 mostra o desenho esquemático de um desumidificador que utiliza este princípio. Ar úmido entra no estado 1 e escoa por uma serpentina de resfriamento através da qual circulam um fluido refrigerante ou água gelada. Algum vapor d'água inicialmente presente no ar úmido se condensa, e uma mistura de ar úmido saturado sai da seção desumidificadora no estado 2. Embora a água possa condensar-se a várias temperaturas, admite-se que a água condensada é resfriada até T_2 antes de sair do desumidificador. Como o ar úmido que deixa o desumidificador está saturado a uma temperatura mais baixa que a temperatura do ar úmido de entrada, o fluxo de ar úmido pode estar inadequado para uso direto em espaços habitados. Porém, passando-se o fluxo através de uma seção de aquecimento, pode-se levá-lo a uma condição que muitos ocupantes iriam considerar confortável. Vamos rascunhar um procedimento para estimar as taxas às quais o condensado iria sair e o fluido refrigerante circular.

Balanço de Massa

A vazão mássica do condensado $\dot{m}_w$ pode ser relacionada à vazão mássica do ar seco $\dot{m}_a$ através da aplicação da conservação de massa, separadamente, para o ar seco e para água que passa pela seção desumidificadora. Em regime permanente,

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \qquad \text{(ar seco)}$$
$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_w + \dot{m}_{v2} \qquad \text{(água)}$$

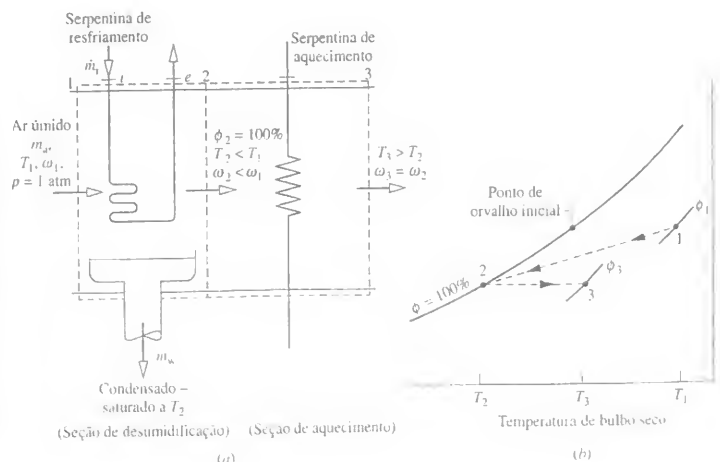



Fig. 12.11 Desumidificação. (a) Desenho esquemático do equipamento. (b) Representação da carta psicrométrica.

A vazão mássica usual do ar seco é indicada por $\dot{m}_a$. Resolvendo para a vazão mássica do condensado, temos

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}$$

Substituindo-se $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$, a quantidade de água condensada por unidade de massa de ar seco que passa pelo dispositivo é

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \omega_1 - \omega_2$$

Esta expressão necessita das razões de mistura ω_1 e ω_2. Uma vez que nenhuma umidade é adicionada ou retirada na seção de aquecimento, pode-se concluir a partir da conservação de massa que $\omega_2 = \omega_3$, de modo que ω_3 pode ser usado na equação anterior no lugar de ω_2.

Balanço de Energia

A vazão mássica do fluido refrigerante através da serpentina de resfriamento $\dot{m}_r$ pode ser relacionada à vazão mássica de ar seco $\dot{m}_a$ através de um balanço de energia aplicado à seção de desumidificação. Com $\dot{W}_{vc} = 0$, transferência de calor desprezível com a vizinhança e variações insignificantes de energias cinética e potencial, o balanço de taxa de energia reduz-se, em regime permanente, a

$$0 = \dot{m}_r(h_e - h_s) + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1}) - \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2})$$

onde h_e e h_s indicam os valores de entalpia específica, respectivamente, do fluido que entra e sai da seção de desumidificação. Substituindo $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$, $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_w = (\omega_1 - \omega_2)\dot{m}_a$, temos

$$0 = \dot{m}_r(h_e - h_s) + \dot{m}_a[(h_{a1} - h_{a2}) + \omega_1 h_{g1} - \omega_2 h_{g2} - (\omega_1 - \omega_2)h_{f2}]$$

onde as entalpias específicas do vapor d'água em 1 e 2 são estimadas para os valores de vapor saturado correspondentes, respectivamente, a T_1 e T_2. Como se admite que o condensado sai como líquido saturado a T_2, $h_w = h_{f2}$. Resolvendo para a vazão mássica do fluido refrigerante por unidade de massa de ar seco que escoa pelo dispositivo, temos

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a} = \frac{(h_{a1} - h_{a2}) + \omega_1 h_{g1} - \omega_2 h_{g2} - (\omega_1 - \omega_2)h_{f2}}{h_s - h_e}$$

A carta psicrométrica do exemplo, Fig. 12.11*b*, mostra características importantes envolvidas no processo. Como indica a carta, primeiro o ar úmido resfria do estado 1, em que a temperatura é T_1 e a razão de mistura é ω_1, para o estado 2, no qual a mistura está saturada ($\phi_2 = 100\%$), a temperatura $T_2 < T_1$, e a razão de mistura $\omega_2 < \omega_1$. Durante o processo subsequente de aquecimento, a razão de mistura permaneceria constante $\omega_2 = \omega_3$, e a temperatura iria subir para T_3. Como os estados percorridos não seriam de estados de equilíbrio, esses processos são indicados, na carta psicrométrica, por linhas tracejadas. O exemplo a seguir fornece uma ilustração característica.

Exemplo 12.11 DESUMIDIFICADOR

Ar úmido a 30°C e 50% de umidade relativa entra em um desumidificador que opera em regime permanente com uma vazão volumétrica de 280 m³/min. O ar úmido passa por entre uma serpentina de resfriamento e o vapor d'água se condensa. O condensado sai do desumidificador saturado a 10°C. O ar úmido saturado sai em um fluxo separado à mesma temperatura. Não há perdas significativas de energia por transferência de calor para a vizinhança e a pressão mantém-se constante em 1,013 bar ($1{,}013 \times 10^5$ Pa). Determine **(a)** a vazão mássica do ar seco, em kg/min, **(b)** a taxa à qual a água é condensada, em kg por kg de ar seco que escoa através do volume de controle, e **(c)** a capacidade de refrigeração necessária, em toneladas de refrigeração.

Solução

Dado: Ar úmido entra em um desumidificador a 30°C e 50% de umidade relativa com uma vazão volumétrica de 280 m³/min. O condensado e o ar úmido saem em fluxos separados a 10°C.

Pede-se: Determine a vazão mássica do ar seco, em kg/min, a taxa à qual a água é condensada, em kg por kg de ar seco, e a capacidade necessária de refrigeração, em toneladas de refrigeração.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

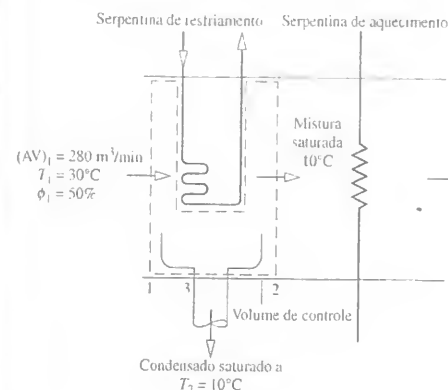



Fig. E12.11

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura que acompanha o exemplo opera em regime permanente. As variações das energias cinética e potencial podem ser desconsideradas e $\dot{W}_{vc} = 0$.
2. Não há transferência de calor significativa para a vizinhança.
3. A pressão permanece constante por todo o processo a 1,013 bar ($1{,}013 \times 10^5$ Pa).
4. Na posição 2, o ar úmido está saturado. O condensado sai na posição 3 como líquido saturado à temperatura T_2.

Análise:

(a) Em regime permanente, as vazões mássicas do ar seco que entra e sai são iguais. A vazão mássica de ar seco pode ser determinada a partir da vazão volumétrica na entrada.

$$\dot{m}_a = \frac{(AV)_1}{v_{a1}}$$

Pode-se estimar o volume específico do ar seco na entrada 1, v_{a1}, utilizando-se a equação de estado de gás ideal; logo,

$$\dot{m}_a = \frac{(AV)_1}{(\bar{R}/M_a)(T_1/p_{a1})}$$

A pressão parcial do ar seco p_{a1} pode ser determinada a partir de $p_{a1} = p_1 - p_{v1}$. Utilizando a umidade relativa da entrada ϕ_1 e a pressão de saturação a 30°C da Tabela A-2, temos

$$p_{v1} = \phi_1 p_{g1} = (0{,}5)(0{,}04246) = 0{,}02123 \text{ bar}$$

Assim, $p_{a1} = 1{,}013 - 0{,}02123 = 0{,}99177$ bar (99,2 kPa). A substituição de valores na expressão para $\dot{m}_a$ gera

$$\dot{m}_a = \frac{(280 \text{ m}^3/\text{min})(0{,}99177 \times 10^5 \text{ N/m}^2)}{(8314/28{,}97 \text{ N}\cdot\text{m/kg}\cdot\text{K})(303 \text{ K})} = 319{,}35 \text{ kg/min}$$

(b) A conservação de massa para a água requer que $\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} + \dot{m}_w$. Com $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$, a taxa à qual a água se condensa por unidade de ar seco é

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \omega_1 - \omega_2$$

As razões de mistura ω_1 e ω_2 podem ser estimadas por meio da Eq. 12.43. Assim, ω_1 é

$$\omega_1 = 0{,}622\left(\frac{p_{v1}}{p_1 - p_{v1}}\right) = 0{,}622\left(\frac{0{,}02123}{0{,}99177}\right) = 0{,}0133 \frac{\text{kg(vapor)}}{\text{kg(ar seco)}}$$

Como o ar úmido é saturado a 10°C, p_{v2} iguala a pressão de saturação a 10°C: $p_g = 0{,}01228$ bar (1,228 kPa) a partir da Tabela A-2. A Eq. 12.43 então fornece $\omega_2 = 0{,}0076$ kg (vapor)/kg (ar seco). Com estes valores para ω_1 e ω_2, temos

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = 0{,}0133 - 0{,}0076 = 0{,}0057 \frac{\text{kg(condensado)}}{\text{kg(ar seco)}}$$

(c) A taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{vc}$ entre o fluxo de ar úmido e a serpentina do fluido refrigerante pode ser determinada por meio de um balanço de taxa de energia. Com as hipóteses 1 e 2, a expressão do balanço de taxa de energia para regime permanente reduz-se a

$$0 = \dot{Q}_{vc} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1}) - \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2})$$

Com $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$, e $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_w = (\omega_1 - \omega_2)\dot{m}_a$, esta torna-se

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_a[(h_{a2} - h_{a1}) - \omega_1 h_{g1} + \omega_2 h_{g2} + (\omega_1 - \omega_2)h_{f2}]$$

onde as entalpias específicas do vapor d'água em 1 e 2 são estimadas nos valores de vapor saturado correspondentes, respectivamente, a T_1 e T_2 e a entalpia específica do condensado de saída é estimada como h_f a T_2. Escolhendo entalpias apropriadas das Tabelas A-2 e A-22, temos

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{vc} &= (319{,}35)[(283{,}1 - 303{,}2) - 0{,}0133(2556{,}3) \\ &\quad + 0{,}0076(2519{,}8) + 0{,}0057(42{,}01)] \\ &= -11.084 \text{ kJ/min} \end{aligned}$$

Como 1 tonelada de refrigeração é igual a uma taxa de transferência de calor de 211 kJ/min (Seção 10.2), a capacidade de refrigeração necessária é de 52,5 toneladas de refrigeração.

❸ Se uma carta psicrométrica fosse usada para obter os dados, esta expressão para $\dot{Q}_{vc}$ seria rearrumada para

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_a[\underline{(h_a + \omega h_v)_2} - \underline{(h_a + \omega h_v)_1} + (\omega_1 - \omega_2)h_w]$$

Os termos sublinhados e as razões de mistura ω_1 e ω_2 seriam obtidos diretamente da carta; a entalpia específica h_w seria obtida da Tabela A-2 como h_f a T_2.

Utilizando a carta psicrométrica, determine a temperatura de bulbo úmido do ar úmido que entra no desumidificador, em °C.

Resposta ≈22°C.

12.8.4 Umidificação

Frequentemente é necessário aumentar o teor de umidade do ar em circulação de espaços habitados. Uma maneira de realizar isto é injetar vapor. Uma alternativa é borrifar água líquida no ar. Ambos os casos são mostrados de forma esquemática na Fig. 12.12*a*. A temperatura do ar úmido ao sair do umidificador depende da condição da água introduzida. Quando se injeta vapor com temperatura relativamente alta, tanto a razão de mistura quanto a temperatura de bulbo seco seriam aumentadas. Isto é mostrado na carta psicrométrica que acompanha o exemplo na Fig. 12.12*b*. Se for injetada água líquida em vez de vapor, o ar úmido pode sair do umidificador com uma temperatura *mais baixa* que na entrada. Isto é mostrado na Fig. 12.12*c*. O próximo exemplo mostra o caso de injeção de vapor. O caso de injeção de água líquida será estudado em mais detalhe na próxima seção.

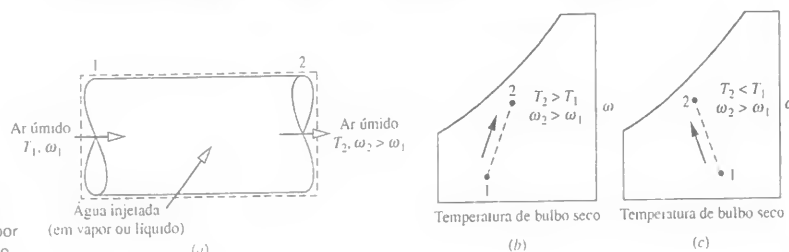



Fig. 12.12 Umidificação. (a) Volume de controle. (b) Vapor injetado. (c) Líquido injetado.

Exemplo 12.12 UMIDIFICADOR COM BORRIFADOR DE VAPOR

Ar úmido com temperatura de 22°C e temperatura de bulbo úmido de 9°C entra em um umidificador com borrifador de vapor. A vazão mássica do ar seco é de 90 kg/min. Vapor de água saturado a 110°C é injetado na mistura à taxa de 52 kg/h. Não há transferência de calor para a vizinhança, e a pressão mantém-se constante a 1 bar (10^5 Pa). Utilizando a carta psicrométrica, determine na saída **(a)** a razão de mistura e **(b)** a temperatura, em °C.

Solução

Dado: Ar úmido entra em um umidificador à temperatura de 22°C e à temperatura de bulbo úmido de 9°C. A vazão mássica de ar seco é de 90 kg/min. Vapor d'água saturado a 110°C é injetado na mistura a uma taxa de 52 kg/h.

Pede-se: Utilizando a carta psicrométrica, determine, na saída, a razão de mistura e a temperatura, em °C.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

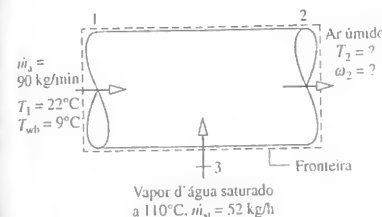



Fig. E12.12

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura que acompanha o exemplo opera em regime permanente. As variações das energias cinética e potencial podem ser desconsideradas e $\dot{W}_{vc} = 0$.
2. Não há transferência de calor para a vizinhança.
3. A pressão permanece constante por todo o processo em 1 bar (10^5 Pa). A Figura A-9 permanece válida para essa pressão.

Análise:

(a) A razão de mistura na saída ω_2 pode ser determinada através de balanços individuais de taxa de massa de ar seco e de água. Assim,

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \quad \text{(ar seco)}$$
$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{st} = \dot{m}_{v2} \quad \text{(água)}$$

Com $\dot{m}_{v1} = \omega_1\dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v2} = \omega_2\dot{m}_a$, onde $\dot{m}_a$ é a vazão mássica do ar, a segunda expressão torna-se

$$\omega_2 = \omega_1 + \frac{\dot{m}_{st}}{\dot{m}_a}$$

Utilizando-se a temperatura de bulbo seco de entrada, 22°C, e a temperatura de bulbo úmido de entrada, 9°C, pode-se determinar o valor da razão de mistura ω_1 por inspeção da carta psicrométrica, Fig. A-9. O resultado é ω_1 = 0,002 kg (vapor)/kg (ar seco). Esse valor deve ser verificado como um exercício. Substituindo valores na expressão para ω_2, temos

$$\omega_2 = 0{,}002 + \frac{(52 \text{ kg/h})|1 \text{ h}/60 \text{ min}|}{90 \text{ kg/min}} = 0{,}0116\frac{\text{kg(vapor)}}{\text{kg(ar seco)}}$$

(b) A temperatura na saída pode ser determinada por meio de um balanço de taxa de energia. Com as hipóteses 1 e 2, a fórmula em regime permanente do balanço de taxa de energia reduz-se ao caso especial da Eq. 12.55. A saber,

$$0 = h_{a1} - h_{a2} + \omega_1 h_{g1} + (\omega_2 - \omega_1)h_{g3} - \omega_2 h_{g2} \tag{1}$$

Ao se escrever isto, as entalpias específicas do vapor d'água em 1 e 2 são estimadas como os respectivos valores de vapor saturado, e h_{g3} indica a entalpia de vapor saturado injetado no ar úmido.

A Eq. (1) pode ser rearrumada na forma adequada para o uso com a carta psicrométrica.

$$(h_a + \omega h_g)_2 = (h_a + \omega h_g)_1 + (\omega_2 - \omega_1)h_{g3} \tag{2}$$

❶ O primeiro termo à direita pode ser obtido da Fig. A-9 no estado definido pela interseção da temperatura de bulbo seco de entrada, 22°C, e a temperatura de bulbo úmido de saída, 9°C: 27,2 kJ/kg (ar seco). Pode-se estimar o segundo termo à direita sabendo-se as razões de mistura ω_1 e ω_2 e o valor de h_{g3} a partir da Tabela A-2: 2691,5 kJ/kg (vapor). O estado na saída é estabelecido por ω_2 e $(h_a + \omega h_g)_2$ = 53 kJ/kg (ar seco). A temperatura na saída pode então ser lida diretamente da carta. O resultado é $T_2 \approx$ 23,5°C.

Solução Alternativa:

❷ O programa a seguir permite-nos determinar T_2 utilizando o *IT*, ou programa similar, onde $\dot{m}_a$ é indicado como mdota, $\dot{m}_{st}$ é indicado como mdotst, w1 e w2 indicam, respectivamente, ω_1 e ω_2, e assim por diante.

```
// Dados fornecidos
T1 = 22 // °C
Twb1 = 9 // °C
mdota = 90 // kg/min
p = 1 // bar
Tst = 110 // °C
mdotst = (52 / 60) // convertendo kg/h para kg/min
```

```
// Estimando as razões de mistura
w1 = w_TTwb (T1,Twb1,p)
w2 = w1 + (mdotst / mdota)

// Designando a entalpia de ar úmido no estado 1 por
// h1, etc., o balanço de energia, Eq. (1), torna-se
0 = h1 – h2 + (w2 – w1)*hst

// Estima entalpias
h1 = ha_Tw(T1,w1)
h2 = ha_Tw(T2,w2)
hst = hsat_Px("Agua/Vapor",psat,1)
psat = Psat_T("Água/Vapor",Tst)
```

Utilizando-se o botão **Solve**, o resultado é $T_2 = 23{,}4°C$, que está, como se esperava, em estreita concordância com os valores obtidos anteriormente.

❶ Para a resolução da Eq. (2) por meio de dados das Tabelas A-2 e A-22 é necessário um procedimento iterativo (tentativa e erro). O resultado é $T_2 = 24°C$, como se pode verificar.

❷ Observe o uso das funções especiais de *Ar Úmido* listadas no menu **Properties** do *IT*, ou em programa similar.

Utilizando-se a carta psicrométrica, qual é a umidade relativa na saída?

Resposta ≈63%.

12.8.5 Resfriamento Evaporativo

Em climas relativamente secos e quentes, pode-se realizar resfriamento por processo de *resfriamento evaporativo*. Isto envolve borrifar água líquida no ar ou forçar ar através de uma almofada encharcada que é mantida reabastecida com água, como mostra a Fig. 12.13. Por causa da pouca umidade do ar úmido que entra no estado 1, uma parcela da água injetada evapora. A energia para a evaporação é fornecida pelo fluxo de ar, o qual tem a temperatura reduzida e sai no estado 2 com uma temperatura mais baixa do que no fluxo de entrada. Uma vez que o ar de entrada é relativamente seco, a umidade adicional carreada pelo fluxo de ar úmido de saída é normalmente benéfica.

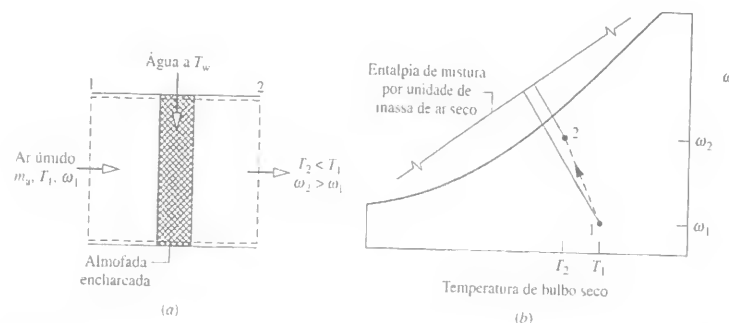



Fig. 12.13 Resfriamento evaporativo. (*a*) Desenho esquemático do equipamento. (*b*) Representação da carta psicrométrica.

Para transferência de calor desprezível com a vizinhança, nenhum trabalho $\dot{W}_{vc}$ e nenhuma variação significativa de energias cinética e potencial, a expressão em regime permanente dos balanços de taxas de massa e de energia reduz-se, para o volume de controle da Fig. 12.13*a*, a

$$(h_{a2} + \omega_2 h_{g2}) = \underline{(\omega_2 - \omega_1)h_f} + (h_{a1} + \omega_1 h_{g1})$$

onde h_f indica a entalpia específica do fluxo de líquido que entra no volume de controle. Admite-se que toda a água injetada evapora no fluxo de ar úmido. O termo sublinhado responde pela energia carreada pela água líquida injetada. Esse termo é normalmente muito menor em módulo do que qualquer dos dois termos de entalpia de ar úmido. Em conseqüência, a entalpia do ar úmido varia apenas levemente, como mostra a carta psicrométrica da Fig. 12.13*b*. Recordando que as linhas isentálpicas de mistura estão próximas das linhas isotérmicas de bulbo úmido (Seção 12.7), segue-se que o resfriamento evaporativo ocorre a temperatura de bulbo úmido praticamente constante.

No próximo exemplo, considera-se a análise de um resfriador evaporativo.

Exemplo 12.13 RESFRIADOR EVAPORATIVO

Em um resfriador evaporativo entra ar a 100°F (37,8°C) e 10% de umidade relativa com uma vazão volumétrica de 5000 ft³/min (141,6 m³/min). Vapor de água sai do resfriador a 70°F (21,1°C). Água é adicionada a uma almofada encharcada do resfriador como um líquido a 70°F (21,1°C) e evapora totalmente no ar úmido. Não há transferência de calor para a vizinhança, e a pressão mantém-se constante durante todo o processo em 1 atm. Determine **(a)** a vazão mássica da água que alimenta a almofada encharcada, em lbm/h, e **(b)** a umidade relativa do ar úmido na saída do resfriador evaporativo.

Solução

Dado: Ar a 100°F (37,8°C) e $\phi = 10\%$ entra em um resfriador evaporativo com uma vazão volumétrica de 5000 ft³/min (141,6 m³/min). Vapor de água sai do resfriador a 70°F (21,1°C). É adicionada água a uma almofada encharcada do resfriador a 70°F (21,1°C).

Pede-se: Determine a vazão mássica da água que alimenta a almofada encharcada, em lbm/h, e a umidade relativa do ar úmido na saída do resfriador.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

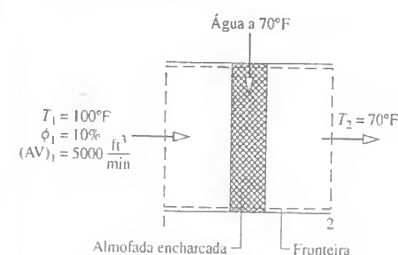



Fig. E12.13

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura que acompanha o exemplo opera em regime permanente. As variações das energias cinética e potencial podem ser desconsideradas e $\dot{W}_{vc} = 0$.
2. Não há transferência de calor para a vizinhança.
3. A água adicionada à almofada encharcada entra como um líquido e evapora totalmente no ar úmido.
4. A pressão permanece constante do início ao fim em 1 atm.

Análise:

(a) A aplicação da conservação de massa, separadamente, ao ar seco e à água, como nos exemplos anteriores, gera

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)$$

onde $\dot{m}_w$ é a vazão mássica da água para a almofada encharcada. Para determinar $\dot{m}_w$ é necessário saber os valores de ω_1, $\dot{m}_a$ e ω_2. Esses valores serão calculados na seqüência.

A razão de mistura ω_1 pode ser determinada através da Eq. 12.43, que necessita de p_{v1}, a pressão parcial do ar úmido que entra no volume de controle. Utilizando a umidade relativa dada ϕ_1 e p_g a T_1 da Tabela A-2E, temos $p_{v1} = \phi_1 p_{g1} = 0{,}095$ lbf/in²(655 Pa). Com isto, $\omega_1 = 0{,}00405$ lbm(vapor)/lbm(ar seco).

A vazão mássica do ar seco $\dot{m}_a$ pode ser determinada, como nos exemplos anteriores, por meio da vazão volumétrica e do volume específico do ar seco. Assim,

$$\dot{m}_a = \frac{(AV)_1}{v_{a1}}$$

O volume específico do ar seco pode ser estimado a partir da equação de estado de gás ideal. O resultado é v_{a1} = 14,2 ft³/lbm (0,886 m³/kg)(ar seco). Se substituirmos os valores, a vazão mássica do ar seco será

$$m_a = \frac{5000\ \text{ft}^3/\text{min}}{14{,}2\ \text{ft}^3/\text{lb(ar seco)}} = 352{,}1\frac{\text{lb(ar seco)}}{\text{min}}$$

Para encontrar a razão de mistura ω_2, utilizando a hipótese 1 nas fórmulas de balanço de taxa de massa e de energia, para regime permanente, obtemos

$$0 = (m_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1}) + \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2})$$

Com o mesmo raciocínio utilizado nos exemplos anteriores, isto pode ser expresso como

$$0 = (h_a + \omega h_g)_1 + \underline{(\omega_2 - \omega_1) h_f} - (h_a + \omega h_g)_2$$

onde h_f indica a entalpia específica da água entrando no volume de controle a 70°F (21,1°C). Resolvendo para ω_2, temos

$$\omega_2 = \frac{h_{a1} - h_{a2} + \omega_1 (h_{g1} - h_f)}{h_{g2} - h_f} = \frac{c_{pa}(T_1 - T_2) + \omega_1 (h_{g1} - h_f)}{h_{g2} - h_f}$$

em que c_{pa} = 0,24 Btu/lb · °R. Com h_f, h_{g1} e h_{g2} a partir da Tabela A-2E,

$$\omega_2 = \frac{0{,}24(100 - 70) + 0{,}00405(1105 - 38{,}1)}{(1092 - 38{,}1)}$$

$$= 0{,}0109\frac{\text{lb(vapor)}}{\text{lb(ar seco)}}$$

Substituindo os valores de $\dot{m}_a$, ω_1 e ω_2 na expressão de m_w

$$\dot{m}_w = \left[352{,}1\frac{\text{lb(ar seco)}}{\text{min}}\left|\frac{60\ \text{min}}{1\ \text{h}}\right|\right](0{,}0109 - 0{,}00405)\frac{\text{lb(água)}}{\text{lb(ar seco)}}$$

$$= 144{,}7\frac{\text{lb(água)}}{\text{h}}$$

(b) Pode-se determinar a umidade relativa do ar úmido na saída por meio da Eq. 12.44. A pressão parcial do vapor d'água necessária para esta expressão pode ser encontrada através da solução da Eq. 12.43, para obter-se

$$p_{v2} = \frac{\omega_2 p}{\omega_2 + 0{,}622}$$

Substituindo os valores, temos

$$p_{v2} = \frac{(0{,}0109)(14{,}696\ \text{lbf/in}^2)}{(0{,}0109 + 0{,}622)} = 0{,}253\ \text{lbf/in}^2$$

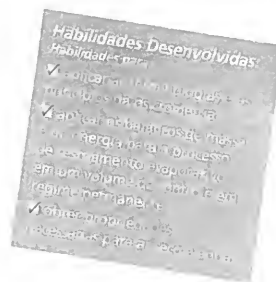
A 70°F (21,1°C), a pressão de saturação é de 0,3632 lbf/in² (2,504 kPa). Assim, a umidade relativa na saída é de

$$\phi_2 = \frac{0{,}253}{0{,}3632} = 0{,}697(69{,}7\%)$$

Como o termo sublinhado nesta equação é muito menor que ambas as entalpias do ar úmido, a entalpia do ar úmido permanece aproximadamente constante, e assim o resfriamento evaporativo ocorre a temperatura de bulbo úmido aproximadamente constante. Pode-se verificar isto localizando-se os estados de entrada e de saída de ar úmido na carta psicrométrica.

Um valor constante de calor específico c_{pa} foi utilizado para estimativa do termo $(h_{a1} - h_{a2})$. Como mostramos em exemplos anteriores, este termo também pode ser estimado a partir de uma tabela de gás ideal para ar.

Utilizando-se os dados de tabela de vapor, qual é a temperatura de ponto de orvalho na saída em °F?

Resposta 59,6°F (15°C)

12.8.6 Mistura Adiabática de Dois Fluxos de Ar Úmido

Um processo usual em sistemas de condicionamento de ar é a mistura de fluxos de ar úmido, como mostra a Fig. 12.14. O objetivo da análise termodinâmica de tal processo normalmente é estabelecer a vazão e o estado do fluxo de saída em função das vazões e dos estados de cada um dos dois fluxos de entrada. O caso da mistura adiabática é regido pelas Eqs. 12.56 que se seguem.

Fig. 12.14 Mistura adiabática de dois fluxos de ar úmido.

O balanço de taxas de massa para ar seco e para vapor d'água, em regime permanente, são, respectivamente,

$$\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3} \quad \text{(ar seco)} \qquad (12.56a)$$
$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} = \dot{m}_{v3} \quad \text{(vapor d'água)}$$

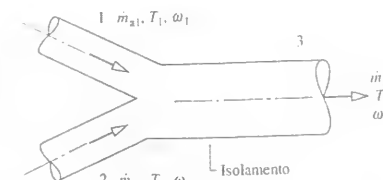
Com $\dot{m}_v = \omega \dot{m}_a$, o balanço de massa de vapor d'água torna-se

$$\omega_1 \dot{m}_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2} = \omega_3 \dot{m}_{a3} \quad \text{(vapor d'água)} \qquad (12.56b)$$

Supondo que $\dot{Q}_{vc} = \dot{W}_{vc} = 0$ e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, o balanço de taxa de energia reduz-se, em regime permanente, a

$$\dot{m}_{a1}(h_{a1} + \omega_1 h_{g1}) + \dot{m}_{a2}(h_{a2} + \omega_2 h_{g2}) = \dot{m}_{a3}(h_{a3} + \omega_3 h_{g3}) \qquad (12.56c)$$

onde as entalpias de entrada e de saída do vapor d'água são estimadas como valores de vapor saturado nas suas respectivas temperaturas de bulbo seco.

Se as vazões e os estados de entrada são conhecidos, as Eqs. 12.56 formam três equações com três incógnitas: $\dot{m}_{a3}$, ω_3 e $(h_{a3} - \omega_3 h_{g3})$. A solução destas equações é mostrada no próximo exemplo.

Exemplo 12.14 MISTURA ADIABÁTICA DE FLUXOS ÚMIDOS

Um fluxo que consiste em 142 m³/min de ar úmido à temperatura de 5°C e uma razão de mistura de 0,002 kg(vapor)/kg(ar seco) é misturado adiabaticamente com um segundo fluxo que consiste em 425 m³/min de ar úmido à temperatura de 24°C e 50% de umidade relativa. A pressão mantém-se constante em 1 bar (10^5 Pa). Utilizando a carta psicrométrica, determine **(a)** a razão de mistura e **(b)** a temperatura, em °C, do fluxo misturado de saída.

Solução

Dado: Um fluxo de ar úmido a 5°C, ω = 0,002 kg(vapor)/kg(ar seco) e uma vazão volumétrica de 142 m³/min é misturado adiabaticamente com um fluxo que consiste em 425 m³/min de ar úmido a 24°C e ϕ = 50%.

Pede-se: Determine a razão de mistura e a temperatura, em °C, do fluxo misturado que sai do volume de controle.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

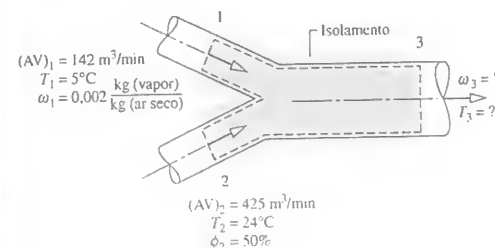



Fig. E12.14

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura que acompanha o exemplo opera em regime permanente. As variações das energias cinética e potencial podem ser desconsideradas e $\dot{W}_{vc}$ = 0.
2. Não há transferência de calor para a vizinhança.
3. A pressão permanece constante por todo o processo em 1 bar (10^5 Pa).

Análise:

(a) A razão de mistura ω_3 pode ser encontrada através dos balanços de taxa de massa, respectivamente, para o ar seco e para o vapor d'água:

$$\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3} \quad \text{(ar seco)}$$
$$m_{v1} + m_{v2} = \dot{m}_{v3} \quad \text{(vapor d'água)}$$

Com $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_{a1}$, $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_{a2}$ e $\dot{m}_{v3} = \omega_3 \dot{m}_{a3}$, o segundo destes balanços torna-se

$$\omega_1 m_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2} = \omega_3 m_{a3}$$

Resolvendo, temos

$$\omega_3 = \frac{\omega_1 \dot{m}_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2}}{\dot{m}_{a3}}$$

Como $\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$, isto pode ser expresso como

$$\omega_3 = \frac{\omega_1 \dot{m}_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2}}{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}}$$

Para se determinar ω_3 são necessários os valores de ω_2, $\dot{m}_{a1}$ e $\dot{m}_{a2}$. As vazões mássicas do ar seco, $\dot{m}_{a1}$ e $\dot{m}_{a2}$, podem ser determinadas, tal como em exemplos anteriores, por meio da vazão volumétrica.

$$\dot{m}_{a1} = \frac{(AV)_1}{v_{a1}}, \qquad \dot{m}_{a2} = \frac{(AV)_2}{v_{a2}}$$

Os valores de v_{a1}, v_{a2} e ω_2 são prontamente determinados a partir da carta psicrométrica, Fig. A-9. Assim, em $\omega_1 = 0{,}002$ e $T_1 = 5$ °C, $v_{a1} = 0{,}79$ m³/kg (ar seco). Para $\phi_2 = 50\%$ e $T_2 = 24$°C, $v_{a2} = 0{,}855$ m³/kg (ar seco) e $\omega_2 = 0{,}0094$. As vazões mássicas para o ar seco são então de $\dot{m}_{a1} = 180$ kg(ar seco)/min e $\dot{m}_{a2} = 497$ kg(ar seco)/min. Substituindo os valores na expressão de ω_3, temos

$$\omega_3 = \frac{(0{,}002)(180) + (0{,}0094)(497)}{180 + 497} = 0{,}0074 \frac{\text{kg(vapor)}}{\text{kg(ar seco)}}$$

(b) A temperatura T_3 do fluxo de mistura de saída pode ser determinada a partir do balanço de taxa de energia. Utilizando as hipóteses 1 e 2 no balanço de taxa de energia, obtemos

$$\dot{m}_{a1}(h_a + \omega h_v)_1 + \dot{m}_{a2}(h_a + \omega h_v)_2 = \dot{m}_{a3}(h_a + \omega h_v)_3 \qquad (1)$$

Resolvendo,

$$(h_a + \omega h_v)_3 = \frac{\dot{m}_{a1}(h_a + \omega h_v)_1 + \dot{m}_{a2}(h_a + \omega h_v)_2}{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}} \qquad (2)$$

Com $(h_a + \omega h_v)_1 = 10$ kJ/kg (ar seco) e $(h_a + \omega h_v)_2 = 47{,}8$ kJ/kg (ar seco) da Fig. A-9 e outros valores conhecidos,

$$(h_a + \omega h_v)_3 = \frac{180(10) + 497(47{,}8)}{180 + 497} = 37{,}7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg(ar seco)}}$$

Este valor para a entalpia de ar úmido na saída, em conjunto com o valor anteriormente determinado para ω_3, determina o estado de saída do ar úmido. Por inspeção da Fig. A-9, $T_3 = 19$°C.

Soluções Alternativas:

O uso da carta psicrométrica facilita a resolução para T_3. Sem a carta, pode-se utilizar uma solução iterativa da Eq. (2) por meio dos dados tabelados, como foi feito na solução do Exemplo 12.12. Como alternativa, pode-se determinar T_3 por meio do seguinte programa *IT* ou similar, onde ϕ_2 é indicado como phi2 e as vazões volumétricas em 1 e 2 são indicadas, respectivamente, como AV1 e AV2, e assim por diante.

```
// Dados fornecidos
T1 = 5 // °C
w1 = 0,002 // kg(vapor) / kg(ar seco)
AV1 = 142 // m³/min
T2 = 24 // °C
phi2 = 0,5
AV2 = 425 // m³/min
p = 1 // bar

// Balanço de massa para o vapor d'água e para o ar seco:
w1 * mdota1 + w2 * mdota2 = w3 * mdota3
mdota1 + mdota2 = mdota3
// Estime as vazões mássicas de ar seco
mdota1 = AV1 / va1
va1 = va_Tw(T1, w1, p)
mdota2 = AV2 / va2
va2 = va_Tphi(T2, phi2, p)

// Determine w2
w2 = w_Tphi(T2, phi2, p)
// O balanço de energia, Eq. (1), lê
```



```
mdota1 * h1 + mdota2 * h2 = mdota3 * h3
h1 = ha_Tw(T1, w1)
h2 = ha_Tphi(T2, phi2, p)
h3 = ha_Tw(T3, w3)
```

Utilizando-se o botão **Solve**, o resultado é $T_3 = 19{,}01$°C e $\omega_3 = 0{,}00745$ kg (vapor)/kg (ar seco), que está de acordo com a solução obtida com a carta psicrométrica.

❶ Observe aqui o uso de funções especiais de *Ar Úmido* listadas no menu **Properties** do *IT* ou em programa similar.

Teste-Relâmpago

Se utilizarmos a carta psicrométrica, qual será a umidade relativa na saída?

Resposta ≈53%.

12.9 Torres de Resfriamento

As centrais elétricas invariavelmente descarregam considerável energia em sua vizinhança por transferência de calor (Cap. 8). Embora a água retirada de um rio próximo ou de um lago possa ser empregada para retirar essa energia, as torres de resfriamento proporcionam uma alternativa em locais em que não se pode obter água de resfriamento em quantidade suficiente de fontes naturais ou em que as preocupações ambientais impõem um limite à temperatura à qual a água de resfriamento pode ser devolvida para a vizinhança. As torres de resfriamento também são freqüentemente empregadas para fornecer água resfriada para outros usos além daqueles que envolvam centrais elétricas.

As torres de resfriamento podem operar por convecção *natural* ou convecção *forçada*. Além disso, podem ser de *contracorrente*, de *corrente cruzada* ou uma combinação destas. Um desenho esquemático de uma torre de resfriamento de convecção forçada de contracorrente é mostrada na Fig. 12.15. A água morna a ser resfriada entra em 1 e é borrifada do topo da torre. A água que cai geralmente passa por uma série de defletores cuja finalidade é mantê-la dispersa em pequenas gotas para promover a evaporação. Ar atmosférico sugado em 3 pelo ventilador forma um fluxo ascendente, em sentido contrário ao das gotículas de água que caem. À medida que os dois fluxos interagem, uma pequena fração do fluxo de água evapora no ar úmido, que sai em 4 com uma razão de mistura maior que a do ar úmido de entrada em 3. A energia necessária para a evaporação é fornecida principalmente pela parte do fluxo de água de entrada que não evapora, com o resultado de que a água que sai em 2 está a uma temperatura mais baixa que a da água de entrada em 1. Como alguma água de entrada se evapora no fluxo de ar úmido, uma quantidade equivalente de água de reposição é adicionada em 5, de modo que a vazão mássica de retorno da água fria iguala-se à vazão mássica da água morna que entra em 1.

Ar úmido descarregado $\dot{m}'_a$, T_4, $\omega_4 > \omega_3$; Ventilador; Entrada de água morna T_1, $\dot{m}_w$; Ar atmosférico $\dot{m}'_a$, T_3, ω_3; Líquido; Água de retorno $\dot{m}'_w$, $T_2 < T_1$; Água de reposição

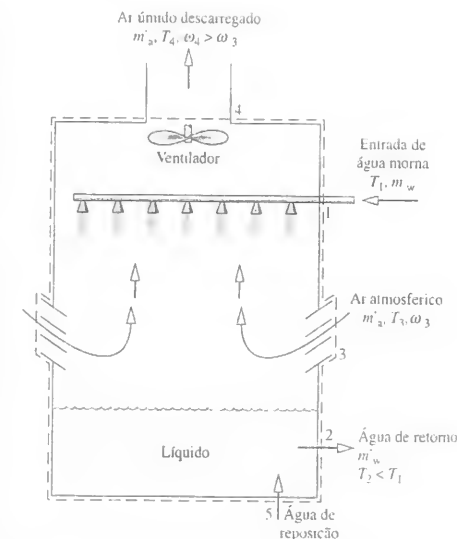



Fig. 12.15 Desenho esquemático de uma torre de resfriamento

Para operação em regime permanente, os balanços de massa para o ar seco e para água e um balanço de energia para toda a torre de resfriamento provê informação sobre o desempenho da torre. Ao aplicar-se o balanço de energia, geralmente a transferência de calor com a vizinhança é desprezada. A entrada de potência do ventilador para torres de convecção forçada também pode ser desprezada em relação às outras taxas de energias envolvidas. O exemplo a seguir mostra a análise de uma torre de resfriamento utilizando a conservação de massa e de energia em conjunto com dados de propriedades para o ar seco e a água.

Exemplo 12.15 TORRE DE RESFRIAMENTO DE UMA CENTRAL ELÉTRICA

A água que sai do condensador de uma central elétrica a 38°C entra em uma torre de resfriamento com uma vazão mássica de $4,5 \times 10^7$ kg/h. Um fluxo de água resfriada retorna ao condensador vindo da torre de resfriamento à temperatura de 30°C e com a mesma vazão. A água de reposição é adicionada em um fluxo separado a 20°C. O ar atmosférico entra na torre de resfriamento a 25°C e 35% de umidade relativa. O ar úmido sai da torre a 35°C e 90% de umidade relativa. Determine as vazões mássicas do ar seco e da água de reposição, em kg/h. A torre de resfriamento opera em regime permanente. Tanto a transferência de calor para a vizinhança quanto a potência do ventilador podem ser desprezadas, como também as variações de energias cinética e potencial. A pressão permanece constante durante todo o processo em 1 atm.

Solução

Dado: Um fluxo de água líquida entra em uma torre de resfriamento vinda de um condensador a 38°C com uma vazão mássica conhecida. Um fluxo de água resfriada retorna ao condensador a 30°C com a mesma vazão. A água de reposição é adicionada em um fluxo separado a 20°C. O ar atmosférico entra na torre de resfriamento a 25°C e ϕ = 35%. O ar úmido sai da torre a 35°C e ϕ = 90%.

Pede-se: Determine a vazão mássica do ar seco e da água de reposição, em kg/h.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E12.15

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura que acompanha o exemplo opera em regime permanente. A transferência de calor com a vizinhança pode ser desprezada, assim como as variações das energias cinética e potencial; além disso $\dot{W}_{vc} = 0$.
2. Para estimativa das entalpias específicas, considera-se cada fluxo líquido como líquido saturado à temperatura especificada correspondente.
3. A pressão permanece constante durante todo o processo, a 1 bar (10^5 Pa).

Análise: As vazões mássicas necessárias podem ser encontradas a partir dos balanços das taxas de massa e de energia. Os balanços de massa separados para ar seco e para água, em regime permanente, geram

$$\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a4} \quad \text{(ar seco)}$$
$$\dot{m}_1 + \dot{m}_5 + \dot{m}_{v3} = \dot{m}_2 + \dot{m}_{v4} \quad \text{(água)}$$

A vazão mássica do ar seco é denominada $\dot{m}_a$. Como $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$, a segunda destas equações torna-se

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{v4} - \dot{m}_{v3}$$

Com $\dot{m}_{v3} = \omega_3 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v4} = \omega_4 \dot{m}_a$,

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_a(\omega_4 - \omega_3)$$

Conseqüentemente, as duas vazões mássicas necessárias, $\dot{m}_a$ e $\dot{m}_5$, são relacionadas por esta equação. Outra equação que relaciona as vazões é fornecida através do balanço de taxa de energia

A utilização da hipótese 1 no balanço de taxa de energia resulta em

$$0 = \dot{m}_1 h_{w1} + (\dot{m}_a h_{a3} + \dot{m}_{v3} h_{v3}) + \dot{m}_5 h_{w5} - \dot{m}_2 h_{w2} - (\dot{m}_a h_{a4} + \dot{m}_{v4} h_{v4})$$

Se estimarmos as entalpias do vapor d'água como valores de vapor saturado às suas respectivas temperaturas e as entalpias de cada fluxo de líquido como entalpia de líquido saturado na sua respectiva temperatura, as equações de taxa de energia tornam-se

$$0 = \dot{m}_1 h_{f1} + (\dot{m}_a h_{a3} + \dot{m}_{v3} h_{g3}) + \dot{m}_5 h_{f5} - \dot{m}_2 h_{f2} - (\dot{m}_a h_{a4} + \dot{m}_{v4} h_{g4})$$

Substituindo $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$, $\dot{m}_5 = \dot{m}_a(\omega_4 - \omega_3)$, $\dot{m}_{v3} = \omega_3 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v4} = \omega_4 \dot{m}_a$ e resolvendo para $\dot{m}_a$, temos

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_1(h_{f1} - h_{f2})}{h_{a4} - h_{a3} + \omega_4 h_{g4} - \omega_3 h_{g3} - (\omega_4 - \omega_3)h_{f5}}$$

As razões de mistura ω_3 e ω_4 demandadas por esta expressão podem ser determinadas a partir da Eq. 12.43, utilizando-se as pressões parciais do vapor d'água obtidas com as suas respectivas umidades relativas. Assim, $\omega_3 = 0,00688$ kg(vapor)/kg(ar seco) e $\omega_4 = 0,0327$ kg(vapor)/kg(ar seco).

Com as entalpias das Tabelas A-2 e A-22, como é adequado, e sabendo-se os valores de ω_3, ω_4 e $\dot{m}_1$, a expressão para $\dot{m}_a$ torna-se

$$\dot{m}_a = \frac{(4,5 \times 10^7)(159,21 - 125,79)}{(308,2 - 298,2) + (0,0327)(2565,3) - (0,00688)(2547,2) - (0,0258)(83,96)}$$
$$= 2,03 \times 10^7 \text{ kg/h}$$

Finalmente, a substituição dos valores conhecidos nas expressões para $\dot{m}_5$ resulta em

$$\dot{m}_5 = (2,03 \times 10^7)(0,0327 - 0,00688) = 5,24 \times 10^5 \text{ kg/h}$$

❶ Esta expressão para $\dot{m}_a$ pode ser rearrumada para

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_1(h_{f1} - h_{f2})}{\underline{(h_{a4} + \omega_4 h_{g4})} - \underline{(h_{a3} + \omega_3 h_{g3})} - (\omega_4 - \omega_3)h_{f5}}$$

Os termos sublinhados e ω_3 e ω_4 podem ser obtidos por inspeção da carta psicrométrica.

Teste-Relâmpago

Utilizando dados das tabelas de vapor, determine a pressão parcial do vapor d'água no fluxo de ar úmido de entrada, p_{v3}, em bar.

Resposta 0,0111 bar (1,110 kPa).

Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo, aplicamos os princípios da termodinâmica a sistemas que envolvem misturas de gases ideais, incluindo o caso especial de aplicações *psicrométricas* que envolvem misturas ar-vapor d'água, com a possível presença de água líquida. São apresentadas utilizações com sistemas fechados e volume de controle.

A primeira parte do capítulo trata de considerações sobre uma mistura de gases ideais genérica e inicia descrevendo a composição da mistura em termos de frações mássicas ou de frações molares. São apresentados dois modelos para a relação *p-v-T* de misturas de gases ideais: o modelo de Dalton, que inclui o conceito de pressão parcial, e o modelo de Amagat. Também são apresentadas médias para a estimativa da entalpia, da energia interna e da entropia de uma mistura através da soma das contribuições de cada componente em suas condições na mistura. São estudadas utilizações em que misturas de gases ideais são submetidas a processos de composição constante, e também misturas de gases ideais são formadas a partir dos seus componentes gasosos.

Na segunda parte do capítulo, estudamos *psicrometria*. São apresentadas expressões especializadas comumente usadas em psicrometria, inclusive ar úmido, razão de mistura, umidade relativa, entalpia de mistura, e temperaturas de ponto de orvalho, de bulbo seco e de bulbo úmido. Apresentamos a *carta psicrométrica*, que apresenta uma representação gráfica de propriedades importantes de ar úmido. Os princípios de conservação de massa e de energia são formulados em termos das quantidades psicrométricas, e são contempladas aplicações típicas de condicionamento de ar, incluindo desumidificação e umidificação, resfriamento evaporativo e mistura de fluxos de ar úmido. O capítulo inclui uma discussão sobre torres de resfriamento.

A lista a seguir provê um guia de estudo para este capítulo. Quando tiver concluído o estudo do texto e dos exercícios do final do capítulo você estará apto a

- ✓ escrever o significado dos termos listados nas margens em todo o capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de conceitos-chave listados a seguir é particularmente importante.
- ✓ descrever a composição de uma mistura em termos de frações mássicas ou frações molares.
- ✓ relacionar pressão, volume e temperatura de mistura de gases ideais utilizando o modelo de Dalton, e estimando *U*, *H*, c_v e c_p, e *S* de misturas de gases ideais em termos da composição da mistura e da contribuição de cada componente.
- ✓ aplicar os princípios da conservação de massa e de energia e a segunda lei da termodinâmica a sistemas que envolvam misturas de gases ideais.

Para aplicações psicrométricas, você deverá estar apto a

- ✓ estimar a razão de mistura, a umidade relativa, a entalpia de mistura e a temperatura de ponto de orvalho
- ✓ utilizar a carta psicrométrica
- ✓ aplicar a conservação de massa e os princípios de energia e a segunda lei da termodinâmica para analisar processos de condicionamento de ar e torres de resfriamento.

Conceitos Fundamentais na Engenharia

fração mássica
análise gravimétrica
fração molar
análise molar (volumétrica)
massa molecular aparente
modelo de Dalton
pressão parcial
psicrometria
ar úmido
razão de mistura
umidade relativa
entalpia da mistura
temperatura de ponto de orvalho
temperatura de bulbo seco
temperatura de bulbo úmido
carta psicrométrica

Equações Principais

Misturas de Gases Ideais: Considerações Gerais		
$mf_i = m_i/m$	(12.3)	Análise em termos de frações mássicas
$1 = \sum_{i=1}^{j} mf_i$	(12.4)	
$y_i = n_i/n$	(12.6)	Análise em termos de frações molares
$1 = \sum_{i=1}^{j} y_i$	(12.7)	
$M = \sum_{i=1}^{j} y_i M_i$	(12.9)	Massa molecular aparente
$p_i = y_i p$	(12.12)	Pressão parcial do componente i e relação com a pressão de mistura p
$p = \sum_{i=1}^{j} p_i$	(12.13)	
$\bar{u} = \sum_{i=1}^{j} y_i \bar{u}_i$	(12.21)	Energia interna, entalpia e entropia por mol da mistura. $\bar{u}_i$ e $\bar{h}_i$ estimados à temperatura da mistura T. $\bar{s}_i$ estimado a T e à pressão parcial $\bar{p}_i$.
$\bar{h} = \sum_{i=1}^{j} y_i \bar{h}_i$	(12.22)	
$\bar{s} = \sum_{i=1}^{j} y_i \bar{s}_i$	(12.27)	
$\bar{c}_v = \sum_{i=1}^{j} y_i \bar{c}_{v,i}$	(12.23)	Calores específicos da mistura em uma base molar
$\bar{c}_p = \sum_{i=1}^{j} y_i \bar{c}_{p,i}$	(12.24)	
Utilizações Psicrométricas		
$\omega = \dfrac{m_v}{m_a} = 0{,}622\dfrac{p_v}{p - p_v}$	(12.42, 12.43)	Razão de mistura
$\phi = \dfrac{p_v}{p_g}\Big)_{T,p}$	(12.44)	Umidade relativa
$\dfrac{H}{m_a} = h_a + \omega h_v$	(12.46)	Entalpia de mistura por unidade de massa de ar seco.

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Em uma mistura *equimolar* de O_2 e N_2, as frações mássicas são iguais?

2. A análise molar de uma mistura de gases ideais é $\{y_{CO_2} = 0{,}4,\ y_{N_2} = 0{,}25,\ y_{O_2}\}$ Quantos kmols de oxigênio estão presentes em 5 kmol da mistura?

3. Como se poderia calcular a razão de calor específico, k, a 300 K de uma mistura de N_2, O_2 e CO_2 se a análise molar fosse conhecida?

4. Se dois gases ideais misturam-se espontaneamente, o processo é irreversível? Discuta.

5. Em um recipiente rígido e isolado existem dois compartimentos, cada qual contendo ar às mesmas temperatura e pressão nos dois lados da divisão. Se a divisão for retirada e o ar dos dois lados puder se misturar, existirá alguma produção de entropia?

6. Que componente da mistura ar-combustível em um cilindro de um motor automotivo teria a maior fração mássica?

7. Por que um cachorro ofega?

8. O que você acha que está relacionado de maneira mais próxima ao conforto do ser humano: a razão de mistura ou a umidade relativa?

9. Como você pode explicar as diferentes taxas de evaporação de uma tigela com água no inverno e no verão?

10. Por que o espelho do seu banheiro às vezes embaça quando você toma banho?

11. Embora o vapor d'água no ar seja tipicamente um vapor superaquecido, por que se utiliza o valor de vapor saturado, $h_g(T)$, para representar a sua entalpia?

12. As temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido podem ser iguais?

13. Como você explica o fato de pingar água de um escapamento de um automóvel em uma manhã fria?

14. Como o degelador de pára-brisa de um automóvel alcança o seu objetivo?

15. Você recomendaria um sistema de resfriamento evaporativo para ser usado na Flórida (clima úmido)? E no Arizona (clima seco)?

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Determinação da Composição da Mistura

12.1 Responda às seguintes questões, que envolvem uma mistura de dois gases.

(a) Quando a análise da mistura em termos de frações mássicas seria *idêntica* a uma análise em termos de frações molares?
(b) Quando a massa molecular aparente da mistura se igualaria à média das massas moleculares dos dois gases?

12.2 A análise molar de uma mistura gasosa a 30°C e 2 bar (2×10^5 Pa) é de 40% N_2, 50% CO_2 e 10% CH_4. Determine

(a) a análise em termos de frações mássicas.
(b) a pressão parcial de cada componente, em bar
(c) o volume ocupado por 10 kg de mistura, em m³.

12.3 A análise em uma base molar de uma mistura de gases a 50°F (10°C) e 1 atm é 20% Ar (argônio), 35% CO_2 e 45% O_2. Determine

(a) a análise em termos de frações mássicas.
(b) a pressão parcial de cada componente, em lbf/in².
(c) o volume ocupado por 10 lbm (4,536 kg) de mistura, em ft³.

12.4 A análise molar de uma mistura de gases a 25°C e 0,1 MPa é 60% N_2, 30% CO_2 e 10% O_2. Determine

(a) a análise em termos de frações mássicas.
(b) a pressão parcial de cada componente, em MPa
(c) o volume ocupado por 50 kg de mistura, em m³.

12.5 A análise em uma base mássica de uma mistura de gases a 40°F (4,44°C) e 20 lbf/in² (137,9 kPa) é 60% CO_2, 25% CO e 15% O_2. Determine

(a) a análise em termos de frações molares
(b) a pressão parcial de cada componente, em lbf/in².
(c) o volume ocupado por 20 lbm (9,072 kg) de mistura, em ft³.

12.6 Gás natural a 23°C e 1 bar (10^5 Pa) entra em uma caldeira de calefação com a seguinte análise molar: 40% propano (C_3H_8), 40% etano (C_2H_6) e 20% metano (CH_4). Determine

(a) a análise em termos de frações mássicas.
(b) a pressão parcial de cada componente, em bar
(c) a vazão mássica, em kg/s, para uma vazão volumétrica de 20 m³/s.

12.7 Um reservatório de pressão rígido com volume de 3 m³ contém inicialmente uma mistura a 21°C e 1 bar (10^5 Pa) que consiste em 79% N_2 e 21% O_2 em uma base molar. Permite-se que hélio flua para o reservatório de pressão até que a pressão atinja 2 bar (2×10^5 Pa). Se a temperatura final da mistura dentro do reservatório de pressão for de 27°C, determine a massa, em kg, de cada componente presente.

12.8 Nitrogênio (N_2) a 150 kPa e 40°C ocupa um recipiente fechado e rígido cujo volume é de 1 m³. Se 2 kg de oxigênio (O_2) forem adicionados ao recipiente, qual será a análise molar da mistura resultante? Se a temperatura permanece constante, qual será a pressão da mistura, em kPa? Admita comportamento de gás ideal.

12.9 Gás de combustão no qual a fração molar do H_2S é 0,002 entra em um *depurador de gás* que opera em regime permanente a 200°F (93,3°C) e 1 atm e uma vazão volumétrica de 20 000 ft³/h (566,3 m³/h). Se o depurador de gás remove 92% (base molar) do H_2S de entrada, determine a taxa à qual H_2S é removido, em lbm/h. Comente por que o H_2S deve ser removido do fluxo de gás.

12.10 Um volume de controle que opera em regime permanente tem dois fluxos de entrada e um único fluxo de saída. Uma mistura com uma vazão mássica de 11,67 kg/min e uma análise molar de 9% de CH_4 e 91% de ar entra em uma posição e é diluído por um fluxo separado que entra em outra posição. A análise molar do ar é de 21% de O_2 e 79% de N_2. Se for necessário que a fração molar do CH_4 no fluxo de saída seja de 5%, determine

(a) a vazão molar do ar de entrada, em kmol/min.
(b) a vazão mássica do oxigênio no fluxo de saída, em kg/min.

Estudo de Processos de Composição Constante

12.11 Uma mistura gasosa consiste em 2 lbm (0,907 kg) de N_2 e 3 lbm (1,361 kg) de He. Determine

(a) a composição em termos de frações mássicas.
(b) a composição em termos de frações molares
(c) a transferência de calor, em Btu, necessária para aumentar a temperatura da mistura de 70°F (21,1°C) para 150°F (65,6°C), mantendo-se constante a pressão.
(d) a variação na entropia da mistura para o processo do item (c), em Btu/°R

Para os itens (c) e (d), utilize o modelo de gás ideal com capacidades caloríficas constantes

12.12 Dois quilos de uma mistura que tem uma análise em base mássica de 30% de N_2, 40% de CO_2 e 30% de O_2 é comprimida adiabaticamente de 1 bar (10^5 Pa) e 300 K para 4 bar (4×10^5 Pa) e 500 K. Determine

(a) o trabalho, em kJ
(b) a quantidade de entropia produzida, em kJ/K.

12.13 Como mostra a Fig. P12.13, uma mistura de gases ideais em um conjunto pistão-cilindro tem uma análise molar de 30% de dióxido de carbono (CO_2) e 70% de nitrogênio (N_2). A mistura é resfriada à pressão constante de 425 para 325 K. Admitindo calores específicos constantes estimados a 375 K, determine a transferência de calor e o trabalho, cada qual em kJ por kg da mistura

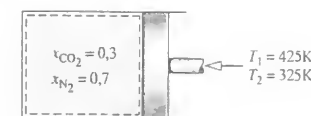



Fig. P12.13

12.14 Uma mistura formada de 0.6 lbmol (0,272 kmol) de N_2 e 0,4 lbmol (0,181 kmol) de O_2 é comprimida isotermicamente a 1000°R (282,4°C) de 1 para 3 atm. Durante o processo, existe transferência de energia por calor da mistura para a vizinhança, que está a 40°F (4,44°C). Para a mistura, determine

(a) o trabalho, em Btu.
(b) a transferência de calor, em Btu
(c) a quantidade de entropia produzida, em Btu/°R.

Para um sistema maior que inclua a mistura e parte de sua vizinhança imediata suficiente para que a transferência de calor ocorra a 40°F (4,44°C), determine a quantidade de entropia produzida, em Btu/°R. Discuta

12.15 Uma mistura de 5 lbm (2,268 kg) de oxigênio e 2 lbm (0,907 kg) de argônio é comprimida de 20 lbf/in² (137,9 kPa) e 80°F (26,6°C) para 80 lbf/in² (551,6 kPa) e 240°F (115,6°C). Esse processo pode ser realizado adiabaticamente? Explique.

12.16 Uma mistura que tem uma análise molar de 50% de CO_2, 33,3% de CO e 16,7% de O_2 entra em um compressor que opera em regime permanente a 37°C, 1 bar (10^5 Pa) e 40 m/s com uma vazão mássica de 1 kg/s e saída de 237°C e 30m/s. A taxa de transferência de calor *do* compressor para sua vizinhança é de 5% da potência de *entrada*.

(a) Desprezando os efeitos de energia potencial, determine a potência de entrada do compressor, em kW
(b) Se a compressão for politrópica, estime o expoente politrópico n e a pressão de saída, em bar

12.17 Uma mistura de 2 kg de H_2 e 4 kg de N_2 é comprimida em um conjunto pistão-cilindro em um processo politrópico para o qual $n = 1{,}2$. A temperatura sobe de 22 para 150°C. Utilizando os valores constantes de calores de específicos, determine

(a) a transferência de calor, em kJ
(b) a variação de entropia, em kJ/K.

12.18 Uma turbina a gás recebe uma mistura que tem a seguinte análise molar 10% de CO_2, 19% de H_2O e 71% de N_2 a 720 K, 0,35 MPa e uma vazão volumétrica de 3,2 m³/s. Os produtos saem da turbina a 380 K e 0,11 MPa. Para uma operação adiabática com efeitos de energias cinética e potencial desprezíveis, determine a potência desenvolvida, em regime permanente, em kW.

12.19 Uma mistura de gases a 1500 K com uma análise molar de 10% de CO_2, 20% de H_2O, 70% de N_2 entra em uma caldeira de calor residual que opera em regime permanente e sai da caldeira a 600 K. Um fluxo separado de água líquida saturada entra a 25 bar (25×10^5 Pa) e sai como vapor saturado com uma queda de pressão insignificante. Desprezando perdas por transferência de calor e as variações das energias cinética e potencial, determine a vazão mássica do vapor saturado de saída, em kg por kmol de mistura gasosa.

12.20 Uma mistura equimolar de hélio e de dióxido de carbono entra em um bocal isolado a 260°F (126,7°C), 5 atm e 100ft/s (30,48 m/s) e expande-se isentropicamente até a pressão de 3,24 atm. Determine a temperatura em °F e a velocidade, em ft/s, na saída do bocal. Despreze os efeitos da energia potencial.

12.21 Uma mistura equimolar de gases hélio e argônio entra em uma turbina a 2340°F (1282°C) e expande-se adiabaticamente através de uma razão de pressão de 7,5:1. Se a eficiência isentrópica da turbina é de 80%, determine, em regime permanente, o trabalho desenvolvido, em Btu por lbm da mistura corrente.

12.22 Uma mistura de gases tendo uma análise molar de 60% de O_2 e 40% de N_2 entra em um compressor isolado que opera em regime permanente a 1 bar (10^5 Pa) e 20°C, com uma vazão mássica de 0,5 kg/s, e é comprimida para 5,4 bar ($5,4 \times 10^5$ Pa). Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Para um compressor de eficiência isentrópica de 78%, determine

(a) a temperatura na saída, em °C.
(b) a potência necessária, em kW.
(c) a taxa de produção de entropia, em kW/K.

12.23 Uma mistura tem uma análise em base mássica de 80% de N_2, 20% de CO_2 entra em um bocal operando em regime permanente a 1000 K com uma velocidade de 5 m/s e expande-se adiabaticamente até uma razão de pressão de 7,5:1, saindo com uma velocidade de 900 m/s. Determine a eficiência isentrópica do bocal.

12.24 Uma mistura que tem uma análise molar de 60% de N_2 e 40% de CO_2 entra em um compressor isolado que opera em regime permanente a 1 bar (10^5 Pa) e 30°C, com uma vazão mássica de 1 kg/s, e é comprimido a 3 bar (3×10^5 Pa) e 147°C. Desprezando o efeito das energias cinética e potencial, determine

(a) a potência necessária, em kW.
(b) a eficiência isentrópica do compressor.
(c) a taxa de destruição de exergia, em kW, para T_0 = 300 K

12.25 Uma mistura eqüimolar de N_2 e CO_2 entra em um trocador de calor a −40°F (−40°C) e 500 lbf/in² (3,447 MPa) e sai a 500°F (260°C) e 500 lbf/in² (3,447 MPa). O trocador de calor opera em regime permanente, e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

(a) Utilizando os conceitos de mistura de gases ideais deste capítulo, determine a taxa de transferência de calor para a mistura, em Btu por lbmol da mistura corrente.
(b) Compare com o valor da transferência de calor determinada utilizando a carta de entalpia generalizada (Fig. A-4), em conjunto com a regra de Kay (veja a Seção 11.8).

12.26 Gás natural tendo uma análise molar de 60% de metano (CH_4) e 40% de etano (C_2H_6) entra em um compressor a 340 K e 6 bar (6×10^5 Pa) e é comprimido isotermicamente sem irreversibilidades internas para 20 bar (20×10^5 Pa). O compressor opera em regime permanente e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

(a) Admitindo comportamento de gás ideal, determine para o compressor o trabalho e a transferência de calor, cada qual em kJ por kmol da mistura corrente
(b) Compare com os valores de trabalho e de transferência de calor, respectivamente, determinados na pressuposição de comportamento de solução ideal (Seção 11.9.5). Para os componentes puros a 340 K:

	h (kJ/kg)		s (kJ/Kg · K)	
	6 bar	20 bar	6 bar	20 bar
Metano	715,33	704,40	10,9763	10,3275
Etano	462,39	439,13	7,3493	6,9680

Formação de Misturas

12.27 Um quilo de argônio a 27°C e 1 bar (10^5 Pa) está contido em um reservatório de pressão rígido conectado através de uma válvula a um outro reservatório de pressão rígido que contém 0,8 kg de O_2 a 127°C e 5 bar (5×10^5 Pa). A válvula é aberta, permitindo que os gases se misturem, alcançando um estado de equilíbrio a 87°C. Determine

(a) o volume de cada reservatório de pressão, em m³
(b) a pressão final, em bar.
(c) a taxa de transferência de calor para ou dos gases durante o processo, em kJ
(d) a variação de entropia de cada gás, em kJ/K

12.28 Utilizando o modelo de gás ideal com calores específicos constantes, determine a temperatura da mistura, em K, para cada um dos dois casos:

(a) Inicialmente, 0,6 kmol de O_2 a 500 K é separado por uma divisão de 0,4 kmol de H_2 a 300 K em um reservatório de pressão rígido e isolado. A divisão é removida e os gases se misturam para se obter um estado de equilíbrio final.
(b) Oxigênio (O_2) a 500 K e uma vazão molar de 0,6 kmol/s entra em um volume de controle isolado que opera em regime permanente e mistura-se com H_2 que entra em um fluxo separado a 300 K e uma vazão molar de 0,4 kmol/s. Um único fluxo misturado sai. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.

12.29 Um sistema consiste inicialmente em n_A mols do gás A à pressão p e à temperatura T e n_B mols de gás B separado do gás A, mas às mesmas pressão e temperatura. Permite-se que os gases se misturem sem interação de calor ou trabalho com a vizinhança. A pressão e a temperatura de equilíbrio finais são, respectivamente, p e T e a mistura ocorre sem variações no volume total.

(a) Supondo comportamento de gás ideal, obtenha uma expressão para a entropia produzida em termos de $\bar{R}$, n_A e n_B.
(b) Utilizando o resultado do item (a), demonstre que a entropia produzida tem um valor positivo.
(c) A entropia seria produzida quando amostras do *mesmo* gás às *mesmas* temperatura e pressão fossem misturadas? Explique.

12.30 Determine a quantidade de entropia produzida, em Btu/°R, se for permitido que 1 lbm (0,454 kg) de H_2 a 70°F (21,1°C) e 1 atm se misture adiabaticamente até um estado de equilíbrio final com 20 lbm (9,072 kg) de (a) CO_2 e (b) H_2, inicialmente às mesmas temperatura e pressão.

12.31 Um reservatório de pressão isolado tem dois compartimentos conectados por uma válvula. Inicialmente, um compartimento contém 0,7 kg de CO_2 a 500 K e 6,0 bar (6×10^5 Pa) e o outro contém 0,3 kg de N_2 a 300 K e 6,0 bar (6×10^5 Pa). A válvula é aberta e é permitido que os gases se misturem até que o equilíbrio seja alcançado. Determine

(a) a temperatura final, em K
(b) a pressão final, em bar
(c) a quantidade de entropia produzida, em kJ/K.

12.32 Um reservatório de pressão isolado, com volume total de 60 ft³ (1,699 m³), é dividido em dois compartimentos. Inicialmente um compartimento, que tem um volume de 20 ft³ (0,5664 m³), contém 4 lbm (1,814 kg) de monóxido de carbono (CO) a 500°F (260°C) e o outro contém 0,8 lbm (0,363 kg) de hélio (He) a 60°F (15,5°C). Permite-se que os gases se misturem até que um estado de equilíbrio seja atingido. Determine

(a) a temperatura final, em °F.
(b) a pressão final, em lbf/in²
(c) a destruição de exergia, em Btu, para T_0 = 60°F (15.5°C).

12.33 Um reservatório de pressão isolado tem dois compartimentos. Inicialmente, um compartimento contém 2,0 lbmol (0,907 kmol) de argônio a 150°F (65,6°C) e 50 lbf/in² (344,7 kPa) e o outro contém 0,7 lbmol (0,317 kmol) de hélio a 0°F (−17,8°C) e 15 lbf/in² (103,4 kPa). Permite-se que os gases se misturem até que um estado de equilíbrio seja alcançado. Determine

(a) a temperatura final, em °F.
(b) a pressão final em atm.
(c) a quantidade de produção de entropia, em Btu/°R.

12.34 Um reservatório de pressão isolado tem dois compartimentos. Inicialmente um compartimento contém 0,5 kmol de dióxido de carbono (CO_2) a 27°C e 2 bar (2×10^5 Pa) e o outro contém 1 kmol de oxigênio (O_2) a 152°C e 5 bar (5×10^5 Pa). Permite-se que os gases se misturem enquanto 500 kJ de energia são adicionados através de trabalho elétrico. Determine

(a) a temperatura final, em °C.
(b) a pressão final, em bar.
(c) a variação de exergia, em kJ, para T_0 = 20°C.
(d) a destruição de exergia, em kJ

12.35 Ar a 40°C, 1 atm e uma vazão volumétrica de 50 m³/min entra em um volume de controle isolado que opera em regime permanente e mistura-se com hélio que entra em um fluxo separado a 100°C, 1 atm e uma vazão volumétrica de 20 m³/min. Um único fluxo misturado sai a 1 atm. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine para o volume de controle

(a) a temperatura da mistura de saída, em °C.
(b) a taxa de produção de entropia, em kW/K.

12.36 Argônio (Ar), a 300 K e 1 bar (10^5 Pa) com uma vazão mássica de 1 kg/s, entra na câmara de mistura isolada mostrada na Fig. P12.36 e mistura-se com dióxido de carbono (CO_2) que entra como um fluxo separado a 575 K e 1 bar (10^5 Pa) com uma vazão mássica de 0,5 kg/s. A mistura sai a 1 bar (10^5 Pa). Admita comportamento de gás ideal com k = 1,67 para o Ar (argônio) e k = 1,25 para o CO_2. Para uma operação em regime permanente, determine

(a) a análise molar da mistura de saída.
(b) a temperatura da mistura de saída, em K.
(c) a taxa de produção de entropia, em kW/K.

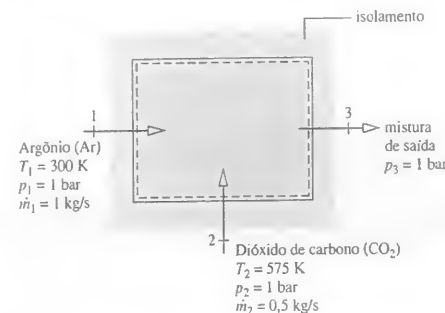



Fig. P12.36

12.37 Nitrogênio (N_2), a 120°F (48,9°C), 20 lbf/in² (137,9 kPa) e uma vazão volumétrica de 300 ft³/min (8,496 m³/min), entra em volume de controle isolado que opera em regime permanente e mistura-se com oxigênio (O_2) que entra como um fluxo separado a 200°F (93,3°C), 20 lbf/in² (137,9 kPa) e uma vazão mássica de 50 lbm/min (22,68 kg/min). Um único fluxo misturado sai a 17 lbf/in² (117,2 kPa). Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Utilizando o modelo de gás ideal com calores específicos constantes, determine para o volume de controle

(a) a temperatura da mistura na saída, em °F
(b) a taxa de destruição de exergia, em Btu/min, para T_0 = 40°F (4,44°C)

12.38 Ar a 77°C, 1 bar (10^5 Pa) e fluxo molar de 0,1 kmol/s entra em uma câmara de mistura isolada que opera em regime permanente e mistura-se com o vapor d'água que entra a 277°C, 1 bar (10^5 Pa) e uma vazão molar de 0,3 kmol/s. A mistura sai a 1 bar (10^5 Pa). Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Para a câmara, determine

(a) a temperatura da mistura na saída, em °C
(b) a taxa de produção de entropia, em kW/K

12.39 Uma mistura gasosa necessária em um processo industrial é preparada da seguinte maneira: primeiramente, deixa-se que monóxido de carbono (CO) entre a 80°F (26,7°C) e 18 lbf/in² (124,1 kPa) em uma câmara de mistura isolada que opera em regime permanente e se misture com argônio (Ar) que entra a 380°F (193,3°C) e 18 lbf/in² (124,1 kPa). A mistura sai da câmara a 140°F (60°C) e 16 lbf/in² (110,3 kPa), quando então é permitida a sua expansão em um processo de estrangulamento através de uma válvula para 14,7 lbf/in² (96,5 kPa). Determine

(a) as análises mássica e molar da mistura.
(b) a temperatura da mistura na saída da válvula, em °F
(c) as taxas de destruição de exergia para a câmara de mistura e para a válvula, cada qual em Btu por lbm da mistura, para T_0 = 40°F (4,44°C).

Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.

12.40 Hélio, a 400 K e 1 bar(10^5 Pa) entra em uma câmara de mistura isolada que opera em regime permanente, onde se mistura ao argônio que entra a 300 K e 1 bar(10^5 Pa). A mistura sai à pressão de 1 bar (10^5 Pa). Se a vazão mássica do argônio é x vezes a do hélio, represente graficamente em função de x

(a) a temperatura na saída, em K.
(b) a taxa de destruição de exergia na câmara, em kJ por kg de hélio de entrada

Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Use T_0 = 300 K.

12.41 Um reservatório de pressão de 1000 ft³ (28,3 m³) inicialmente cheio com N_2 a 70 °F (21,1°C) e 5 lbf/in² (34,5 kPa) é conectado através de uma válvula a um grande reservatório de pressão que contém O_2 a 70 °F (21,1°C) e 20 lbf/in² (137,9 kPa). Permite-se que o oxigênio flua para o reservatório de pressão até que a pressão dentro deste se torne 15 lbf/in² (103,4 kPa). Sabendo que a transferência de calor com a vizinhança mantém o conteúdo do reservatório de pressão a temperatura constante, determine

(a) a massa de oxigênio que entra no reservatório de pressão, em lbm.
(b) a transferência de calor, em Btu.

12.42 Um reservatório de pressão rígido e isolado contém 1 kmol de argônio (Ar) a 300 K e 1 bar (10^5 Pa). O reservatório de pressão é conectado por uma válvula a um grande reservatório de pressão que contém N_2 a 500 K e 4 bar(4×10^5 Pa). Uma quantidade de nitrogênio flui para o reservatório de pressão, gerando uma mistura argônio-nitrogênio à temperatura T e à pressão p. Represente graficamente T, em K, e p, em bar, em contraposição à quantidade de N_2 dentro do reservatório de pressão, em kmol.

12.43 Um fluxo de ar (21% de O_2 e 79% de N_2 em uma base molar) a 300 K e 0,1 MPa está para ser *separado* em fluxos de oxigênio puro e de nitrogênio puro, cada qual a 300 K e 0,1 MPa. Presume-se que, para um dispositivo realizar a separação, é necessária uma entrada de trabalho, em regime permanente, de 1200 kJ por kmol de ar. A transferência de calor entre o dispositivo e sua vizinhança ocorre a 300 K. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, avalie se o trabalho necessário pode ser do valor presumido.

12.44 Um dispositivo está sendo projetado para *separar* em componentes uma determinada composição de gás natural que consiste em CH_4 e de C_2H_6 na qual a fração molar de C_2H_6, indicada por y, pode variar de 0,05 a 0,50. O dispositivo receberá gás natural a 20°C e 1 atm com uma vazão volumétrica de 100 m³/s. Fluxos separados de CH_4 e de C_2H_6 sairão, cada qual a 20°C e 1 atm. A transferência de calor entre o dispositivo e sua vizinhança ocorre a 20°C. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, represente graficamente, em contraposição a y, a entrada de trabalho teórico mínimo necessário em regime permanente, em kW.

Explorando os Principios Psicrométricos

12.45 Uma tubulação de água a 5°C passa acima da superfície entre dois edifícios. O ar na vizinhança está a 35°C. Qual é a umidade relativa máxima que o ar pode ter antes que a condensação ocorra sobre a tubulação?

12.46 Uma lata de refrigerante a uma temperatura de 40°F (4,44°C) é retirada de uma geladeira e posta em um cômodo onde a temperatura é de 70°F (21,1°C) e a umidade relativa é de 70%. Explique por que se formam gotas de umidade na superfície externa da lata. Forneça cálculos que embasem a sua explicação.

12.47 Ao entrar em uma residência, mantida a 20°C, vindo do ar exterior, onde a temperatura é de 10°C, uma pessoa observa que seus óculos *não* se tornam embaçados. Um medidor de umidade indica que a umidade relativa na residência é de 55%. Esta leitura está correta? Forneça cálculos que embasem a sua explicação.

12.48 Um [illegible] de ar úmido contém [illegible]. A pressão parcial do vapor d'água é de [illegible] kPa. Determine

(a) a umidade relativa
(b) a razão de mistura
(c) a temperatura de ponto de orvalho, em °C
(d) a massa de ar seco, em kg, se a massa de vapor d'água for de 10 kg

12.49 Para que temperatura, em °C, ar úmido com uma razão de mistura de 5×10^{-3} deve ser resfriado a uma pressão constante de 2 bar (2×10^5 Pa) para que se torne ar úmido saturado?

12.50 Uma dada quantidade de ar úmido inicialmente a 1 bar (10^5 Pa) e umidade relativa de 60% é comprimida isotermicamente até a condensação da água começar. Determine a pressão da mistura no começo da condensação, em bar. Repita os cálculos se a umidade relativa inicial for de 90%.

12.51 A Figura P12.51 mostra um secador que opera em regime permanente. Material úmido contendo 60% de umidade em massa entra sobre uma correia transportadora e sai com um teor de umidade de 6% em massa a uma taxa de 475 lbm/h (215,46 kg/h). Ar seco a 150°F (65,5°C) e 1 atm entra, e ar úmido a 130°F (54,4°C) e 1 atm e 50% de umidade relativa sai. Determine a vazão volumétrica necessária do ar seco de entrada, ft³/h.

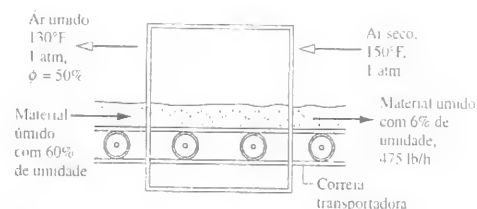



Fig. P12.51

12.52 Uma lbm de ar úmido inicialmente a 80°F (26,7°C) e 1 atm com 50% de umidade relativa é comprimido isotermicamente até 3 atm. Se ocorrer condensação, determine a quantidade de água condensada, em lbm. Se não houver condensação, determine a umidade relativa final.

12.53 Um reservatório de pressão cujo volume é de 0,5 m³ inicialmente contém ar seco a 0,2 MPa e 20°C. É adicionada água ao reservatório de pressão até que o ar esteja saturado a 20°C. Determine

(a) a massa de água adicionada, em kg
(b) a pressão final no reservatório de pressão, em bar

12.54 Grãos molhados a 20°C contendo 40% de umidade em massa entram em um secador que opera em regime permanente. Ar seco entra no secador a 90°C e 1 atm a uma taxa de 15 kg por kg de grão molhado de entrada. O ar úmido sai do secador a 38°C, 1 atm e 52% de umidade relativa. Para os grãos que saem do secador, determine a percentagem de umidade por massa.

12.55 A Figura P12.55 mostra um secador por atomização que opera em regime permanente. A mistura de água líquida e partículas sólidas em suspensão entra através de dispersores que contêm 30% de matéria sólida por massa. Ar seco entra a 177°C e 1 atm e ar úmido sai a 85°C, 1 atm e 21% de umidade relativa com uma vazão volumétrica de 310 m³/min. As partículas secas saem separadamente. Determine

(a) a vazão volumétrica do ar de entrada, em m³/min
(b) a taxa à qual as partículas secas saem, em kg/min

12.56 Uma mistura de nitrogênio e vapor d'água a 200°F (93,3°C), 1 atm tem uma análise molar de 80% de N_2 e 20% de vapor d'água. Se a mistura for resfriada a pressão constante, determine a temperatura, em °F, à qual o vapor d'água começa a se condensar.

12.57 Um sistema que consiste inicialmente em 0,5 m³ de ar a 35°C, 1 bar (10^5 Pa) e 70% de umidade relativa é resfriado a pressão constante até 29°C. Determine o trabalho e a transferência de calor para o processo, cada qual em kJ.

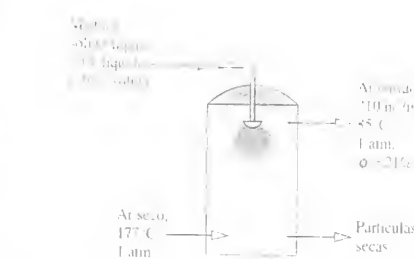



Fig. P12.55

12.58 Um reservatório de pressão fechado e rígido, tendo um volume de 3 m³, inicialmente contém ar a 100°C, 4,4 bar ($4,4 \times 10^5$ Pa) e 40% de umidade relativa. Determine a transferência de calor, em kJ, se o conteúdo do reservatório de pressão for resfriado para **(a)** 80°C, **(b)** 20°C.

12.59 Um reservatório de pressão fechado e rígido inicialmente contém 0,5 m³ de ar úmido em equilíbrio com 0,1 m³ de água líquida a 80°C e 0,1 MPa. Se o conteúdo do reservatório de pressão for aquecido a 200°C, determine

(a) a pressão final, em MPa
(b) a transferência de calor, em kJ

12.60 Um reservatório de pressão cilíndrico, fechado e rígido, com altura de 6 ft (1,829 m) e diâmetro de 2 ft (0,610 m), contém ar inicialmente a 300°F (148,9°C), 80 lbf/in² (551,6 kPa) e 10% de umidade relativa. Se o conteúdo do reservatório de pressão for resfriado até 170°F (76,7°C), determine

(a) se ocorre condensação
(b) a pressão final, em lbf/in²
(c) a transferência de calor, em Btu
(d) a variação de entropia, Btu/°R

12.61 Produtos de combustão com uma análise molar de 10% de CO_2, 20% de H_2O e 70% de N_2 entram em um tubo de exaustão de motor a 1000°F (537,8°C) e 1 atm e são resfriados à medida que passam pelo tubo, saindo a 100°F (37,8°C) e 1 atm. Determine a transferência de calor em regime permanente, em Btu por lbm de mistura de entrada.

12.62 Ar a 60°F (15,5°C), 14,7 lbf/in² (96,5 kPa) e 75% de umidade relativa entra em um compressor isolado que opera em regime permanente e é comprimido para 100 lbf/in² (689,5 kPa). A eficiência isentrópica do compressor é η_c.

(a) Para $\eta_c = 0,8$, determine a temperatura, em °R, para o ar de saída, e o aporte de trabalho necessário e a destruição de exergia, cada qual em Btu por lbm do ar seco corrente. Use $T_0 = 520$°R (15,74°C).
(b) Represente graficamente cada variável determinada no item (a) versus η_c variando de 0,7 a 1,0.

12.63 Ar a 35°C, 3 bar (3×10^5 Pa), 30% de umidade relativa e uma velocidade de 50 m/s expande-se isentropicamente através de um bocal. Determine, em bar, a menor pressão de saída que pode ser alcançada sem condensação. Para essa pressão de saída, determine a velocidade de saída, em m/s. O bocal opera em regime permanente e sem efeitos significativos de energia potencial.

12.64 Um reservatório de pressão fechado e rígido com volume de 1 m³ contém uma mistura de dióxido de carbono (CO_2) e vapor d'água a 75°C. As massas respectivas são 12,3 kg de dióxido de carbono e 0,05 kg de vapor d'água. Se o conteúdo do reservatório de pressão for resfriado a 20°C, determine a transferência de calor, em kJ, admitindo comportamento de gás ideal.

12.65 Os produtos de combustão gasosa a 800°F (426,7°C), 1 atm e a uma vazão volumétrica de 5 ft³/s (0,1416 m³/s) entram em um trocador de calor de contrafluxo que opera em regime permanente e saem a 200°F (93,3°C). A análise molar dos produtos é 7,1% de CO_2, 4,3% de O_2, 14,3% de H_2O e 74,3% de N_2. Um fluxo separado de ar úmido entra no trocador de calor a 60°F (15,5°C), 1 atm e 30% de umidade relativa e sai a 100°F (37,8°C). Determine a vazão mássica do fluxo de entrada de ar úmido, lbm/s. A queda de pressão nos dois fluxos pode ser desprezada, assim como perdas por transferência de calor para a vizinhança [illegible] potência.

12.66 Ar úmido a 20°C, 1,0 bar ($1,0 \times 10^5$ Pa), 85% de umidade relativa e uma vazão volumétrica de [illegible] m³/h entra em um compressor bem isolado que opera em regime permanente. Se o ar úmido sai a 100°C e 2,0 bar ($2,0 \times 10^5$ Pa), determine

(a) a umidade relativa na saída
(b) a potência de entrada, em kW
(c) taxa de produção de entropia, em kW/K

12.67 Ar úmido a 90°F (32,2°C), 1 atm, 60% de umidade relativa e uma vazão volumétrica de 2000 ft³/min (56,64 m³/min) entra em um volume de controle em regime permanente e flui ao longo de uma superfície mantida a 40°F (4,44°C), através da qual ocorre transferência de calor. Ar úmido saturado e o ar condensado, cada qual a 54°F (12,2°C), saem do volume de controle. Para o volume de controle, $\dot{W}_{vc} = 0$ e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine

(a) a taxa de transferência de calor, em Btu/min
(b) a taxa de produção de entropia, em Btu/°R · min

12.68 Ar úmido a 20°C, 1 atm, 43% de umidade relativa e uma vazão volumétrica de 900 m³/h entra em um volume de controle, em regime permanente, e flui ao longo de uma superfície mantida a 65°C, através da qual ocorre transferência de calor. Água líquida a 20°C é injetada a uma taxa de 5 kg/h e vaporiza no fluxo corrente. Para o volume de controle $\dot{W}_{vc} = 0$ e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Ar úmido sai a 32°C e 1 atm. Determine

(a) a taxa de transferência de calor, em kW
(b) a taxa de produção de entropia, em kW/K

12.69 Utilizando a Eq. 12.48, determine a razão de mistura e a umidade relativa para cada um dos casos a seguir.

(a) As temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido em uma sala de conferências a 1 atm são, respectivamente, 24 e 16°C.
(b) As temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido em um espaço fabril a 1 atm são, respectivamente, 75°F (23,9°C) e 60°F (15,5°C).
(c) Repita os itens (a) e (b) utilizando a carta psicrométrica.
(d) Repita os itens (a) e (b) utilizando o *Interactive Thermodynamics IT* ou programa similar.

12.70 Utilizando a carta psicrométrica Fig. A-9, determine

(a) a umidade relativa, a razão de mistura e a entalpia específica da mistura, em kJ por kg de ar seco, correspondendo às temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido, respectivamente, de 30 e 25°C
(b) a razão de mistura, a entalpia específica da mistura e a temperatura de bulbo úmido correspondente à temperatura de bulbo seco de 30°C e 60% de umidade relativa
(c) a temperatura de ponto de orvalho correspondente, às temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido, respectivamente, de 30 e 20°C
(d) Repita os itens (a) a (c) utilizando o *Interactive Thermodynamics IT* ou programa similar.

12.71 Utilizando a carta psicrométrica, Fig. A-9E, determine

(a) a temperatura de ponto de orvalho correspondente às temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido, respectivamente, de 80°F (26,7°C) e 70°F (21,1°C)
(b) a razão de mistura, a entalpia específica da mistura, em Btu por lbm de ar seco e a temperatura de bulbo úmido correspondente à temperatura de bulbo seco de 80°F (26,7°C) e 70% de umidade relativa
(c) a umidade relativa, a razão de mistura e a entalpia específica da mistura correspondente às temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido, respectivamente, 80°F (26,7°C) e 65°F (18,3°C)
(d) Repita os itens (a) a (c) utilizando o *Interactive Thermodynamics IT* ou programa similar.

12.72 Uma dada quantidade de ar inicialmente a 52°C, 1 atm e 10% de umidade relativa é resfriada a pressão constante até 15°C. Utilizando a carta psicrométrica, determine se a condensação acontece. Se sim, estime a quantidade de água condensada, em kg por kg de ar seco. Se não houver condensação, determine a umidade relativa no estado final.

12.73 Um ventilador dentro de um duto isolado fornece ar úmido na saída do duto a 22°C, 60% de umidade relativa e a uma vazão volumétrica de 0,5 m³/s. Em regime permanente, a entrada de potência para o ventilador é de [illegible] kW. Utilizando a carta psicrométrica, determine a temperatura e a umidade relativa na entrada do duto.

12.74 A entalpia de mistura por unidade de massa de ar seco, em kJ/kg(a), representada na Fig. A-9, pode ser aproximada de perto a partir da expressão

$$\frac{H}{m_a} = 1,005\, T(°C) + \omega\,[2501,7 + 1,82\, T(°C)]$$

Quando se utiliza a Fig. A-9E, a expressão correspondente, em Btu/lbm(a), é

$$\frac{H}{m_a} = 0,24\, T(°F) + \omega\,[1061 + 0,444\, T(°F)]$$

Observando todas as hipóteses significativas, desenvolva as expressões imediatamente anteriores.

Estudo de Utilizações de Condicionamento de Ar

12.75 Cada caso relacionado fornece a temperatura de bulbo seco e a umidade relativa do fluxo de ar úmido que entra em um sistema de condicionamento de ar: **(a)** 30°C, 40%, **(b)** 17°C, 60%, **(c)** 25°C, 70%, **(d)** 15°C, 40%, **(e)** 27°C, 30%. As condições do fluxo de saída de ar úmido do sistema deve satisfazer a estas *restrições*: $22 \leq T_{db} \leq 27$°C, $40 \leq \phi \leq 60$%. Em cada caso desenvolva o desenho esquemático do equipamento e dos processos da Seção 12.9 que iriam alcançar o resultado desejado. Esboce os processos em uma carta psicrométrica.

12.76 Ar úmido entra em um sistema de condicionamento de ar tal como o mostrado na Fig. 12.11 a 26°C, $\phi = 80$% e uma vazão volumétrica de 0,47 m³/s. Na saída da seção de aquecimento o ar úmido está a 26°C, $\phi = 50$%. Para operação em regime permanente, e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a taxa de energia transferida da seção de desumidificação, por transferência de calor, em toneladas de refrigeração.
(b) a taxa de energia transferida para a seção de aquecimento, por transferência de calor, em kW

12.77 Ar a 1 atm com temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido, respectivamente, de 82°F (27,8°C) e 68°F (20°C), entra em um duto com uma vazão mássica de 10 lbm/min (4,536 kg/min) e é resfriado essencialmente a pressão constante até 62°F (16,7°C). Para operação em regime permanente e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a umidade relativa na entrada do duto
(b) a taxa de transferência de calor, em Btu/min.
(c) Confira as suas respostas utilizando dados da carta psicrométrica
(d) Confira as suas respostas utilizando o *Interactive Thermodynamics IT* ou programa similar

12.78 Ar a 35°C, 1 atm e 50% de umidade relativa entra em um desumidificador que opera em regime permanente. Ar úmido saturado e o condensado saem em fluxos separados, cada qual a 15°C. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a transferência de calor do ar úmido, em kJ por kg de ar seco.
(b) a quantidade de água condensada, em kg por kg de ar seco.
(c) Confira as suas respostas utilizando dados da carta psicrométrica
(d) Confira as suas respostas utilizando o *Interactive Thermodynamics IT* ou programa similar

12.79 Ar a 82°F (27,8°C), 1 atm e 70% de umidade relativa entra em um desumidificador que opera em regime permanente, com uma vazão mássica de 1 lbm/s (0,454 kg/s). Ar úmido saturado e o ar condensado saem em fluxos separados, cada qual a 50°F (10°C). Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a taxa de transferência de calor do ar úmido, em toneladas de refrigeração
(b) a taxa de condensação da água, em lbm/s
(c) Confira as suas respostas utilizando dados da carta psicrométrica
(d) Confira as suas respostas utilizando o *Interactive Thermodynamics IT* ou programa similar

12.80 Ar úmido a 28°C, 1 bar (10^5 Pa) e 50% de umidade relativa escoa através de um duto que opera em regime permanente. Ar é resfriado essencialmente a pressão constante e sai a 20°C. Determine a taxa de

transferência de calor, em kJ por kg de ar seco corrente e a umidade relativa na saída

12.81 Um ar-condicionado que opera em regime permanente recebe ar úmido a 28°C, 1 bar (10^5 Pa) e 70% de umidade relativa. O ar úmido primeiro passa por uma serpentina de resfriamento na unidade desumidificadora e algum vapor d'água é condensado. A taxa de transferência de calor entre o ar úmido e a serpentina de resfriamento é de 11 toneladas de refrigeração. Os fluxos de ar úmido saturado e de ar condensado saem da unidade desumidificadora à mesma temperatura. O ar úmido então passa através de uma unidade de aquecimento, saindo a 24°C, 1 bar (10^5 Pa) e 40% de umidade relativa. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a temperatura de saída do ar úmido da unidade de desumidificação, em °C.
(b) a vazão volumétrica do ar que entra no ar-condicionado, em m^3/min.
(c) a taxa de condensação da água, em kg/min.
(d) a taxa de transferência de calor do ar que passa pela unidade de aquecimento, em kW.

12.82 A Fig. P12.82 mostra um compressor seguido por um resfriador posterior (em inglês, *after-cooler*). Ar atmosférico a 14,7 lbf/in² (96,5 kPa), 90°F (32,2°C) e 75% de umidade relativa entra no compressor com uma vazão volumétrica de 100 ft³/min (2,83 m³/min). A entrada de potência no compressor é de 15 hp (11,2 kW). O ar úmido sai do compressor a 100 lbf/in² (689,5 kPa) e 400°F (204,4°C) e flui através do resfriador posterior, onde é resfriado a pressão constante, saindo saturado a 100°F (37,8°C). O condensado também sai do resfriador posterior a 100°F (37,8°C). Para uma operação em regime permanente e efeitos desprezíveis das energias cinética e potencial, determine

(a) a taxa de transferência de calor do compressor para a sua vizinhança, em Btu/min.
(b) a vazão mássica do condensado, em lbm/min.
(c) a taxa de transferência de calor do ar úmido para o fluido refrigerante que circula na serpentina de resfriamento, em toneladas de refrigeração.

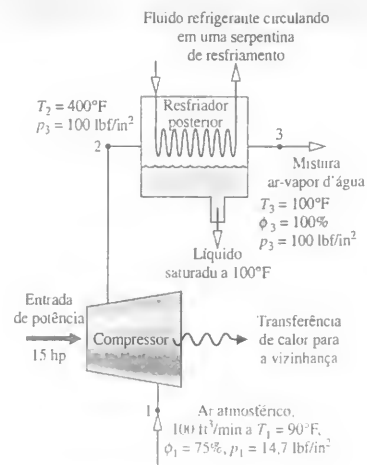



Fig. P12.82

12.83 Ar externo a 50°F (10°C), 1 atm e 40% de umidade relativa entra em um dispositivo de condicionamento de ar que opera em regime permanente. Água líquida é injetada a 45°F (7,22°C) e um fluxo de ar úmido sai com uma vazão volumétrica de 1000 ft³/min (28,32 m³/min) a 90°F (32,2°C), 1 atm e uma umidade relativa de 40%. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a taxa à qual a água é injetada, em lbm/min.
(b) a taxa de transferência de calor para o ar úmido, em Btu/h.

12.84 Um sistema de condicionamento de ar consiste em uma seção de atomização seguida de um reaquecedor. Ar úmido a 32°C e ϕ = 77% entra no sistema e passa através de um borrifador de água, deixando a seção de atomização resfriada e saturada com água. O ar úmido é então reaquecido a 25°C e ϕ = 45% sem mudanças na quantidade de vapor d'água presente. Para operação em regime permanente, determine

(a) a temperatura do ar úmido que sai da seção de atomização, em °C.
(b) a variação da quantidade de vapor d'água contida no ar úmido que passa pelo sistema, em kg por kg de ar seco.

Posicione os principais estados na carta psicrométrica.

12.85 Ar úmido a 95°F (35°C), 1 atm e umidade relativa de 30% entra em um dispositivo de umidificação por aspersão de vapor d'água que opera em regime permanente com uma vazão volumétrica de 5700 ft³/min (161,4 m³/min). Vapor de água saturado a 230°F (110°C) é borrifado no ar úmido, que então sai do dispositivo com uma umidade relativa de 50%. A transferência de calor entre o dispositivo e sua vizinhança pode ser desprezada, assim como os efeitos das energias cinética e potencial. Determine

(a) a temperatura do fluxo de saída do ar úmido, em °F.
(b) a taxa à qual o vapor é injetado, em lbm/min.

12.86 Para o umidificador de aspersão de vapor d'água do Problema 12.85, determine a taxa de destruição de exergia, em Btu/min. Use T_0 = 95°F (35°C).

12.87 Ar externo a 50°F (10°C), 1 atm e 40% de umidade relativa entra em um ar-condicionado que opera em regime permanente com uma vazão mássica de 3,3 lbm/s (1,497 kg/s). O ar é primeiramente aquecido à pressão essencialmente constante de 90°F (32,2°C). Água líquida a 60°F (15,5°C) é então injetada, trazendo o ar para 70°F (21,1°C) e 1 atm. Determine

(a) a taxa de transferência de calor para o ar que passa através da seção de aquecimento, em Btu/s.
(b) a taxa à qual a água é injetada, em lbm/s.
(c) a umidade relativa na saída da seção de umidificação.

Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.

12.88 Ar úmido a 27°C, 1 atm e 50% de umidade relativa entra em uma unidade de resfriamento evaporativo que opera em regime permanente, consistindo em uma seção de aquecimento seguida de uma almofada encharcada do resfriador evaporativo operando adiabaticamente. O ar que passa pela seção de aquecimento é aquecido até 45°C. Em seguida, o ar passa por uma almofada encharcada, saindo com 50% de umidade relativa. Utilizando dados da carta psicrométrica, determine

(a) a razão de mistura da mistura de ar úmido de entrada.
(b) a taxa de transferência de calor para o ar úmido que passa através da seção de aquecimento, em kJ por kg de mistura.
(c) a razão de mistura e a temperatura, em °C, na saída da seção de resfriamento evaporativo.

12.89 Em um secador industrial que opera em regime permanente, ar atmosférico a 80°F (26,7°C), 1 atm e 65% de umidade relativa é primeiramente aquecido a 280°F (137,8°C) a pressão constante. Permite-se então que o ar aquecido atravesse materiais que estão sendo secos, saindo do secador a 150°F (65,6°C), 1 atm e 30% de umidade relativa. Se a umidade precisa ser removida dos materiais à taxa de 2700 lbm/h (1225 kg/h), determine

(a) a vazão mássica do ar seco necessária, em lbm/h.
(b) a taxa de transferência de calor para o ar que passa através da seção de aquecimento, em Btu/h.

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

12.90 Em regime permanente, ar úmido precisa ser fornecido para uma sala de aula a uma determinada vazão volumétrica e temperatura T. O ar é retirado da sala de aula em um fluxo separado à temperatura de 27°C e 50% de umidade relativa. Umidade é adicionada ao ar pelos ocupantes da sala a uma taxa de 4,5 kg/h. A umidade pode ser considerada vapor saturado a 33°C. Estima-se que a transferência de calor para o espaço ocupado a partir de todas as fontes ocorra a uma taxa de 34.000 kJ/h. A pressão permanece constante a 1 atm.

(a) Para um suprimento de ar com uma vazão volumétrica de 40 m³/min, determine a temperatura do ar T, em °C, e a umidade relativa.

(b) Represente graficamente a temperatura do ar suprido, em °C, e a umidade relativa, cada qual em contraposição a uma vazão volumétrica de ar suprido que varia de 35 a 90 m³/min.

12.91 O ar entra em um dispositivo para aquecer e umidificar ar, em regime permanente, a 250 ft³/min (7,08 m³/min), 40°F (4,44°C), 1 atm e 80% de umidade relativa em uma posição e a 1000 ft³/min (28,32 m³/min), 60°F (15,5°C), 1 atm e 80% de umidade relativa em outra posição, e água líquida é injetada a 55°F (12,8°C). Um fluxo único de ar úmido sai a 85°F (29,4°C), 1 atm e 35% de umidade relativa. Determine

(a) a taxa de transferência de calor para o dispositivo, em Btu/min.
(b) a taxa à qual a água líquida é injetada, em lbm/min.

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

12.92 Ar a 35°C, 1 bar (10^5 Pa) e 10% de umidade relativa entra em uma unidade de resfriamento evaporativo que opera em regime permanente. A vazão volumétrica do ar de entrada é de 50 m³/min. Água líquida entra no resfriador a 20°C e evapora totalmente. Ar úmido sai do resfriador a 25°C, 1 bar (10^5 Pa). Se não houver transferência de calor significativa entre o dispositivo e sua vizinhança, determine

(a) a taxa à qual o líquido entra, em kg/min.
(b) a umidade relativa na saída.
(c) a taxa de destruição de exergia, em kJ/min, para T_0 = 20°C.

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

12.93 Utilizando as Eqs. 12.56b e 12.56c, mostre que

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_3 - \omega_2}{\omega_1 - \omega_3} = \frac{(h_{a3} + \omega_3 h_{g3}) - (h_{a2} + \omega_2 h_{g2})}{(h_{a1} + \omega_1 h_{g1}) - (h_{a3} + \omega_3 h_{g3})}$$

Empregue esta relação para demonstrar em uma carta psicrométrica que o estado 3 da mistura está sobre uma linha reta que conecta os estados iniciais dos dois fluxos antes da mistura.

12.94 Para o processo de mistura adiabática do Exemplo 12.14, represente graficamente a temperatura de saída, em °C, em contraposição à vazão volumétrica do fluxo 2 variando de 0 a 1400 m³/min. Discuta o fato de o gráfico ao $(AV)_2$ ir para zero e ao $(AV)_2$ tornar-se maior.

12.95 Um fluxo que consiste em 35 m³/min de ar úmido a 14°C, 1 atm e 80% de umidade relativa mistura-se adiabaticamente com um fluxo que consiste em 80 m³/min de ar úmido a 40°C, 1 atm e 40% de umidade relativa, resultando em um único fluxo a 1 atm. Utilizando a carta psicrométrica em conjunto com o procedimento do Problema 12.93, determine a umidade relativa e a temperatura, em °C, do fluxo de saída.

12.96 Em regime permanente, um fluxo de ar a 60°F (15,5°C), 1 atm e 30% de umidade relativa mistura-se adiabaticamente com um fluxo de ar a 90°F (32,2°C), 1 atm e 70% de umidade relativa. A vazão mássica do fluxo de maior temperatura é duas vezes maior que o outro fluxo. Um único fluxo misturado sai a 1 atm. Utilizando o resultado do Problema 12.74, determine para o fluxo de saída

(a) a temperatura, em °F.
(b) a umidade relativa.

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

12.97 Ar atmosférico com temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, respectivamente, de 33 e 29°C entra em uma câmara bem isolada que opera em regime permanente e mistura-se com ar que entra a temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, respectivamente, de 16 e 12°C. A vazão volumétrica do fluxo de menor temperatura é três vezes maior que a do outro fluxo. Um único fluxo sai. A pressão permanece constante por todo o processo em 1 atm. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine para o fluxo de saída

(a) a umidade relativa.
(b) a temperatura, em °C.

12.98 Em regime permanente, um fluxo de ar úmido (fluxo 1) é misturado adiabaticamente com outro fluxo (fluxo 2). O fluxo 1 está a 55°F (12,8°C), 1 atm e 20% de umidade relativa, com uma vazão volumétrica de 650 ft³/min (18,41 m³/min). Um único fluxo sai da câmara de combustão a 66°F (18,9°C), 1 atm e 60% de umidade relativa, com uma vazão volumétrica de 1500 ft³/min (42,48 m³/min). Determine para o fluxo 2

(a) a umidade relativa.
(b) a temperatura, em °F.
(c) a vazão mássica, em lbm/min.

12.99 Ar a 30°C, 1 bar (10^5 Pa) e 50% de umidade relativa entra em uma câmara isolada que opera em regime permanente com uma vazão mássica de 3 kg/min e mistura-se com um fluxo de ar úmido saturado que entra a 5°C e 1 bar (10^5 Pa), com uma vazão mássica de 5 kg/min. Um único fluxo misturado sai a 1 bar (10^5 Pa). Determine

(a) a umidade relativa e a temperatura, em °C, do fluxo de saída.
(b) a taxa de destruição de exergia, em kW, para T_0 = 20°C.

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

12.100 Ar úmido entra em um desumidificador a 80°F (26,7°C), 1 atm e ϕ = 60% e sai a 58°F (14,4°C), 1 atm e ϕ = 90% com uma vazão volumétrica de 10.000 ft³/min (283 m³/min). O fluxo então mistura-se adiabaticamente com um fluxo de ar úmido a 95°F (35°C), 1 atm e ϕ = 47%, tendo uma vazão volumétrica de 2000 ft³/min (56,6 m³/min). Um único fluxo de ar úmido sai da câmara de mistura. As perdas por transferência de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine, em regime permanente,

(a) a taxa à qual a água é removida do ar úmido ao passar pelo desumidificador, em lbm/h.
(b) a temperatura, em °F, e a umidade relativa do ar úmido na saída da câmara de mistura.

12.101 Um fluxo de ar (fluxo 1) a 60°F (15,5°C), 1 atm e 30% de umidade relativa é misturado adiabaticamente com um fluxo de ar (fluxo 2) a 90°F (32,2°C), 1 atm e 80% de umidade relativa. Um fluxo único (fluxo 3) sai da câmara de mistura à temperatura T_3 a 1 atm. Admita regime permanente e despreze os efeitos das energias cinética e potencial. Usando r para denominar a razão das vazões mássicas de ar seco $\dot{m}_{a1}/\dot{m}_{a2}$,

(a) determine T_3, em °F, para r = 2.
(b) represente graficamente T_3 em °F, em contraposição a r variando de 0 a 10.

12.102 A Fig. P12.102 mostra um misturador adiabático de dois fluxos de ar úmido, em regime permanente. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine a taxa de destruição de exergia, em Btu/min, para T_0 = 95°F.

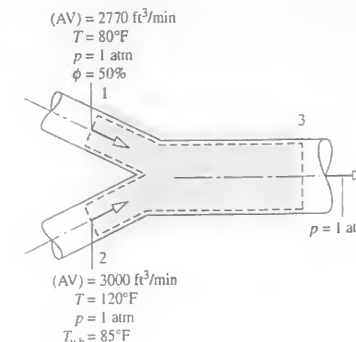



Fig. P12.102

Análise de Torres de Resfriamento

12.103 Em um condensador de uma central elétrica, energia é rejeitada por transferência de calor a uma taxa de 836 MW para a água de resfriamento que sai do condensador a 40°C para a torre de resfriamento. A água resfriada a 20°C retorna para o condensador. Ar atmosférico entra na torre a 25°C, 1 atm e 35% de umidade relativa. O ar úmido sai a 35°C, 1 atm e 90% de umidade relativa. Água de reposição é fornecida a 20°C. Para a operação em regime permanente, determine a vazão mássica, em kg/s,

(a) do ar atmosférico de entrada
(b) da água de reposição

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

12.104 Água líquida a 120°F (48,9°C) entra em uma torre de resfriamento que opera em regime permanente, com vazão mássica de 140 lbm/s

(63.5 kg/s). O ar atmosférico entra a 80°F (26,7°C), 1 atm e 30% de umidade relativa O ar saturado sai a 100°F (37,8°C) e 1 atm Nenhuma água de reposição é fornecida Represente graficamente a vazão mássica de ar seco necessária, em lbm/h, em contraposição à temperatura à qual a água resfriada sai da torre. Admita que as temperaturas variem de 60°F (15,5°C) a 90°F (32,2°C). Despreze os efeitos das energias cinética e potencial

12.105 Agua líquida a 130°F (54,4°C) e uma vazão mássica de 10^5 lbm/h (45360 kg/h) entra em uma torre de resfriamento que opera em regime permanente. Água liquida sai da torre a 70°F (21,1°C). Nenhuma agua de reposição é fornecida. O ar atmosférico entra a 1 atm com uma temperatura de bulbo seco de 50°F (10°C) e uma temperatura de bulbo úmido de 35°F. Ar saturado sai a 120°F (48,9°C) e 1 atm. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a vazão mássica do fluxo de água resfriada que sai da torre, em lbm/h.

12.106 Água liquida a 100°F (37,8°C) e uma vazão volumétrica de 200 gal/min (0,757 m³/min) entra em uma torre de resfriamento que opera em regime permanente. O ar atmosférico entra a 1 atm com uma temperatura de bulbo seco de 80°F (26,7°C) e uma temperatura de bulbo úmido de 60°F O ar úmido sai da torre de resfriamento a 90°F (32,2°C) e 90% de umidade relativa. Água de reposição é fornecida a 80°F (26,7°C). Represente graficamente as vazões mássicas do ar seco e da água de reposição, cada qual em lbm/min, em contraposição à água de retorno com as temperaturas variando entre 80°F (26,7°C) e 100°F (37,8°C) Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

12.107 Agua liquida a 50°C entra em uma torre de resfriamento de tiragem forçada que opera em regime permanente. Agua resfriada sai da torre com uma vazão mássica de 80 kg/min. Não é fornecida água de reposição. Um ventilador posicionado na torre extrai ar atmosférico a 17°C, 0,098 MPa e 60% de umidade relativa com uma vazão volumétrica de 110 m³/min. Ar saturado sai da torre a 30°C e 0,098 MPa A potência de entrada para o ventilador é de 8 kW Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a vazão mássica do fluxo liquido de entrada, em kg/min.
(b) a temperatura do fluxo de liquido resfriado de saida, em °C

12.108 Água líquida a 110°F (43,3°C) e uma vazão volumétrica de 250 ft³/min (7,08 m³/min) entra em uma torre de resfriamento que opera em regime permanente Água resfriada sai da torre a 88°F (31,1°C). Ar atmosférico entra na torre a 80 F (26,7°C), 1 atm e 40% de umidade relativa, e ar úmido saturado a 105°F (40,6°C) e 1 atm sai da torre de resfriamento Determine

(a) as vazões mássicas do ar seco e da água resfriada, cada qual em lbm/min
(b) a taxa de destruição de exergia dentro da torre de resfriamento, em Btu/s, para T_0 = 77°F (25°C)

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

12.1P Utilizando métodos da versão atual do *ASHRAE Handbook of HVAC Applications*, estime a taxa de evaporação da superfície de uma piscina olímpica. A piscina coberta é mantida a 30°C com uma temperatura de ponto de orvalho de 21°C. Com base em sua estimativa, determine, em kW, a carga que a umidade adicionada agrega ao sistema de condicionamento de ar. Escreva um memorando que sintetize a sua análise e inclua ao menos três referências

12.2P A Figura P12.2P mostra um resfriador por aspersão incluído em um diagrama de instalação. Argumentando que na posição 3 só pode ocorrer a *adição* de água de reposição, um engenheiro decidiu que o sentido da seta nessa posição do desenho esquemático deve ser invertida Avalie a decisão do engenheiro e escreva um memorando explicando a sua avaliação.

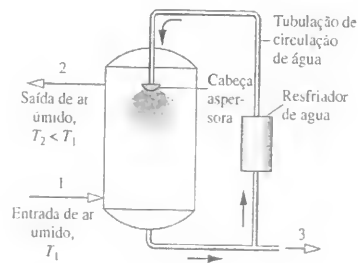



Fig. P12.2P

12.3P O controle de contaminantes microbiológicos é fundamental nas salas de cirurgia dos hospitais. A Figura P12 3P mostra o projeto proposto de um sistema de tratamento do ar em hospitais com o propósito de proporcionar um controle efetivo de infecções. Escreva comentários sobre esse projeto, levando em conta questões que incluam, mas não necessariamente se limitem a os seguintes pontos: por que foram especificados 100% de ar externo em vez de um arranjo de filtragem de ar de recirculação que necessitaria de um mínimo de ar externo? Por que é usada a umidificação por vapor em vez do metodo mais usual de borrifo d'água? Por que existem três filtros com eficiência crescente especificados, e por que estão posicionados tal como mostra a figura? Que outras características poderiam ser incorporadas para melhorar a qualidade do ar?

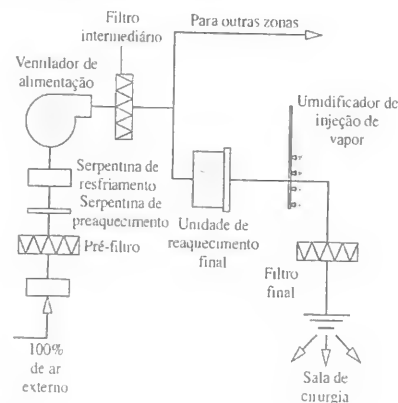



Fig. P12.3P

12.4P Escreva um relatório explicando a maneira como o corpo humano regula a sua temperatura, em condições de clima frio e de clima quente. Baseando-se nesses mecanismos *termorreguladores*, discuta os desenhos de *roupas de proteção pessoal* para bombeiros e outros socorristas. Como tais vestimentas são desenhadas para prover proteção contra agentes químicos e biológicos, enquanto mantêm conforto térmico razoável para permitir atividades físicas vigorosas? Inclua em seu relatório pelo menos três referências.

12.5P A Figura P12 5P mostra um sistema para suprir um espaço com 2100 m³/min de ar condicionado com uma temperatura de bulbo seco de 22°C e uma umidade relativa de 60%, quando o ar externo está a uma temperatura de bulbo seco de 35°C e uma umidade relativa de 55% Os registros de ar A e B podem ser ajustados para fornecer três modos alternativos de operação: (1) ambos os registros de ar fechados (sem uso de ar recirculado). (2) o registro de ar A aberto e o registro de ar B fechado Um terço do ar condicionado vem do ar externo. (3) Ambos os registros de ar abertos Um terço do ar condicionado vem do ar externo. Um terço de ar recirculado contorna o desumidificador através da abertura do registro de ar B, e o resto flui através do registro de ar A Qual dos três modos deve ser utilizado? Discuta

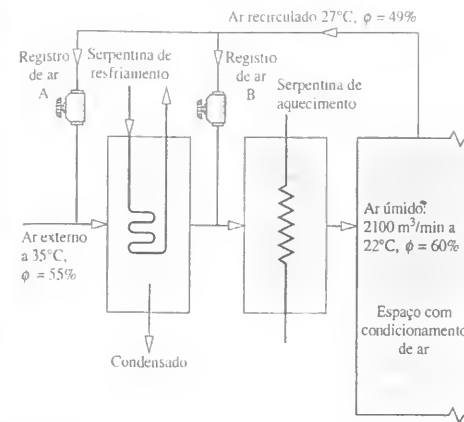



Fig. P12.5P

12.6P Resfriadores com borrifadores tubulares são usados para resfriar vegetais. Em uma utilização, tomates rolando em uma correia transportadora de 4 ft (1,219 m) de largura passam sob um borrifador de agua a 34°F (1,11°C) e são resfriados de 70°F (21,1°C) para 40°F (4,44°C). A água é coletada em um reservatório abaixo e recircula através do evaporador de uma unidade de refrigeração por amônia. Recomende o comprimento do túnel e a velocidade da correia transportadora. Estime o número de tomates que podem ser resfriados em uma hora com o seu projeto. Escreva um relatório incluindo cálculos e ao menos três referências.

12.7P Uma instalação de testes de laboratório necessita 3000 ft³/min (84,96 m³/min) de condicionamento de ar a 100°F (37,8°C) e umidades relativas variando de 20 a 50%. Como mostra a Fig P12.7P, o sistema de suprimento retira ar ambiente a temperaturas que variam de 70°F (21,1°C) a 90°F (32,2°C) e umidades relativas variando de 50 a 100%. Como é necessária certa desumidificação para alcançar o controle da temperatura e da umidade para a instalação de testes, estão sendo examinadas duas estratégias. (1) utilizar um sistema de refrigeração convencional para resfriar o ar de entrada abaixo da sua temperatura de ponto de orvalho. (2) Utilizar uma unidade de *desumidificação química rotativa*. Desenvolva um desenho esquemático e especificações de projeto, com base em cada uma dessas estratégias, que devem permitir que o sistema de suprimento controle a temperatura e a umidade necessárias para este uso.

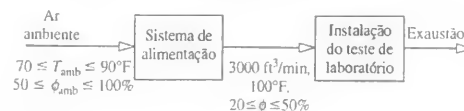



Fig. P12.7P

12.8P Está sendo projetado um sistema de tratamento de ar para uma instalação de pesquisa biológica de 40 ft(12,19 m) × 40 ft(12,19 m) × 8 ft(2,438 m) que abriga 3000 ratos de laboratório As condições internas devem ser mantidas a 75°F (23,9°C) e 60% de umidade relativa, enquanto as condições de ar externo são de 90°F (32,2°C) e 70% de umidade relativa. Desenvolva um pré-projeto de um sistema de condicionamento e distribuição de ar que atenda às normas da National Institute of Health (NIH) para instalações para animais. Admita *nível de segurança biológica 1* (sigla em inglês, BSL-1) e que dois terços do espaço do chão sejam destinados ao cuidado dos animais. Como uma interrupção na ventilação ou no condicionamento do ar pode colocar os animais de laboratório sob estresse e comprometer a pesquisa em curso na instalação, considere *redundância* em seu projeto.

12.9P A Fig. P12.9P mostra um sistema de co-geração de turbina a gás com injeção de vapor que gera potência e processa vapor: um ciclo de *Cheng* simplificado O vapor é gerado por um sistema de recuperação de calor de vapor gerado em caldeira (sigla em inglês HRSG) no qual o gás quente de saída da turbina, no estado 4, é resfriado e descarregado no estado 5 Um fluxo separado de água de retorno entra no HRSG no estado 6 e o vapor sai nos estados 7 e 8 O vapor superaquecido que saindo em 7 é injetado na câmara de combustão. De que maneiras o sistema de injeção de vapor mostrado na figura difere do ciclo de turbina de ar úmido (sigla em inglês HAT)? Desenhe um diagrama esquemático de um ciclo HAT Discuta utilizações apropriadas para cada ciclo

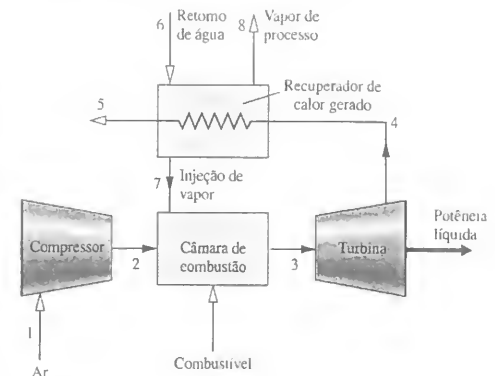



Fig. P12.9P

12.10P A maioria dos supermercados utiliza sistemas de condicionamento de ar projetados principalmente para o controle da temperatura, e estes sistemas costumam gerar uma umidade relativa de 55%. A esse nível de umidade relativa deve ser usada uma substancial quantidade de energia para evitar a formação de gelo e que se forme condensação dentro dos balcões refrigerados. Pesquise as tecnologias disponíveis, para a redução dos níveis de umidade globais à faixa de 40 a 45% e, desse modo, redução dos problemas associados à formação de gelo e à condensação. Estime as economias de custos potenciais associadas a tal estratégia para um supermercado de sua região

12.11P Cerca de metade do ar que respiramos em alguns aviões é de ar fresco e o resto é de ar recirculado Investigue o desenho esquemático de um equipamento típico de mistura de ar fresco com ar filtrado recirculado para cabines de passageiros de aviões comerciais Que tipos de filtros são utilizados e como estes operam? Escreva um relatório incluindo pelo menos três referências

Misturas Reagentes e Combustão

Contexto de Engenharia

O objetivo deste capítulo é estudar sistemas que envolvam reações químicas. Visto que a *combustão* de combustíveis hidrocarbonados ocorre na maioria dos dispositivos geradores de potência (Caps. 8 e 9), a ênfase é a combustão.

A análise termodinâmica de sistemas reagentes constitui principalmente uma extensão dos princípios introduzidos até aqui. Os conceitos aplicados na *primeira parte* do capítulo que tratam de fundamentos da combustão permanecem os mesmos: conservação de massa, conservação de energia e a segunda lei da termodinâmica. Torna-se necessário, porém, adaptar os métodos utilizados para estimar a entalpia específica, a energia interna e a entropia, para levar em consideração as mudanças na composição química. Apenas o modo pelo qual essas propriedades são estimadas apresenta diferenças em comparação com o modo anterior de estimá-las — ou seja, uma vez determinados valores adequados, estes são utilizados tal como em capítulos anteriores, em balanços de energia e de entropia para sistemas em análise. Na *segunda parte* do capítulo, o conceito de exergia do Cap. 7 é estendido ao apresentarmos a exergia química.

Os princípios desenvolvidos neste capítulo permitem que se determine a composição de equilíbrio de uma mistura de substâncias químicas. Esse tópico será estudado no próximo capítulo. O assunto *dissociação* também é postergado para o próximo capítulo. A predição das *taxas de reação* não faz parte do escopo da termodinâmica clássica, portanto o tópico cinética química, que trata de taxas de reação, não será abordado neste texto.

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo estará apto a....

✓ demonstrar entendimento dos principais conceitos, incluindo combustão total, ar teórico, entalpia de formação e temperatura adiabática de chama.

✓ determinar as equações de reação balanceadas para a combustão de combustíveis hidrocarbonados.

✓ aplicar balanços de massa, de energia e de entropia para sistemas fechados e para reações químicas em volumes de controle

✓ fazer análises de exergia, incluindo exergia química e a estimativa de eficiências exergéticas.

Fundamentos da Combustão

13.1 Introdução à Combustão

reagentes
produtos

Quando uma reação química ocorre, as ligações no interior das moléculas dos ***reagentes*** são quebradas, e os átomos e os elétrons são reorganizados para formar ***produtos***. Nas reações de combustão, a rápida oxidação dos constituintes do combustível resulta em liberação de energia à medida que os produtos de combustão são gerados. Os três principais elementos químicos combustíveis presentes em combustíveis usuais são o carbono, o hidrogênio e o enxofre. O enxofre geralmente tem uma contribuição inexpressiva na energia liberada, mas pode ser uma causa significativa de poluição e problemas relacionados à corrosão. Diz-se que a combustão é ***completa*** quando todo o carbono presente no combustível é queimado e forma dióxido de carbono, todo o hidrogênio é queimado e forma água, todo o enxofre é queimado e forma dióxido de enxofre e todos os outros elementos são completamente oxidados. Quando estas condições não são totalmente atendidas, diz-se que a combustão é *incompleta*.

combustão completa

Neste capítulo, lidamos com reações de combustão expressas por equações químicas na forma

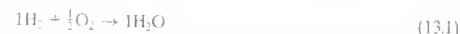
$$\text{reagentes} \rightarrow \text{produtos}$$

ou

$$\text{combustível} + \text{oxidante} \rightarrow \text{produtos}$$

Quando se lida com reações químicas, é necessário recordar que a massa é conservada, portanto a massa dos produtos é igual à massa dos reagentes. A massa total de cada *elemento* químico deve ser a mesma dos dois lados da equação, mesmo que os elementos existam em compostos químicos diferentes nos reagentes e nos produtos. Contudo, o número de mols dos produtos pode diferir do número de mols dos reagentes.

➥ **POR EXEMPLO...** considere a combustão completa do hidrogênio com oxigênio

$$1H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightarrow 1H_2O \qquad (13.1)$$

Neste caso, os reagentes são o hidrogênio e o oxigênio. O hidrogênio é o combustível e o oxigênio é o oxidante. A água é o único produto da reação. Os coeficientes numéricos da equação, que são postos junto aos símbolos químicos para prover iguais quantidades de cada elemento químico nos dois lados da equação, são chamados ***coeficientes estequiométricos***. Em palavras, a Eq. 13.1 expressa

coeficientes estequiométricos

$$1 \text{ kmol } H_2 + \tfrac{1}{2} \text{ kmol } O_2 \rightarrow 1 \text{ kmol } H_2O$$

ou, em unidades inglesas,

$$1 \text{ lbmol } H_2 + \tfrac{1}{2} \text{ lbmol } O_2 \rightarrow 1 \text{ lbmol } H_2O$$

Note que o número total de mols nos lados esquerdo e direito da Eq. 13.1 não é igual. Porém, como a massa é conservada, a massa total dos reagentes deve ser igual à massa total dos produtos. Visto que 1 kmol de H_2 equivale a 2 kg, $\frac{1}{2}$ kmol de O_2 equivale a 16 kg e 1 kmol de H_2O equivale a 18 kg, pode-se interpretar a Eq. 13.1 como indicando

$$2 \text{ kg } H_2 + 16 \text{ kg } O_2 \rightarrow 18 \text{ kg } H_2O$$

ou, em unidades inglesas,

$$2 \text{ lb } H_2 + 16 \text{ lb } O_2 \rightarrow 18 \text{ lb } H_2O$$ ⬅

No restante desta seção, será dado destaque à caracterização do combustível, do oxidante e dos produtos de combustão geralmente envolvidos em utilizações de engenharia em combustão.

Combustíveis

Um *combustível* é simplesmente uma substância inflamável. Neste capítulo, daremos ênfase aos combustíveis hidrocarbonados, que contêm hidrogênio e carbono. O enxofre e outras substâncias químicas também podem estar presentes. Os combustíveis hidrocarbonados podem existir como líquidos, gases e sólidos.

Os combustíveis hidrocarbonados líquidos são freqüentemente derivados de óleo cru através de processos de destilação e craqueamento. Exemplos são gasolina, óleo diesel, querosene e outros tipos de óleos combustíveis. A maioria dos combustíveis líquidos é mistura de hidrocarbonetos cujas composições geralmente são dadas em termos de frações mássicas. Para simplificar, nos cálculos de combustão a gasolina é freqüentemente modelada como octano, C_8H_{18}, e o óleo diesel é modelado como dodecano, $C_{12}H_{26}$.

Os combustíveis hidrocarbonados gasosos são obtidos de poços de gás natural ou são produzidos em determinados processos químicos. O gás natural normalmente consiste em vários hidrocarbonetos diferentes, sendo o constituinte principal o metano, CH_4. As composições de combustíveis gasosos geralmente são dadas em termos de frações molares. Tanto os combustíveis hidrocarbonados gasosos quanto os líquidos podem ser sintetizados a partir do carvão, do óleo extraído do xisto e de areias betuminosas.

O carvão é um combustível sólido conhecido. Sua composição varia consideravelmente segundo o local do qual é extraído. Para cálculos de combustão, a composição do carvão é usualmente expressa como uma análise imediata. A ***análise imediata*** gera a composição em *base mássica* em termos de quantidades relativas de elementos químicos (carbono, enxofre, hidrogênio, nitrogênio, oxigênio) e de cinzas.

análise imediata

Energia e Meio Ambiente

Preocupações ambientais e a crescente dependência de suprimentos de petróleo escassos, junto com a abundância de reservas de carvão nos Estados Unidos, têm despertado um interesse renovado pelos processos que convertam carvão em combustíveis gasosos e líquidos adequados para o transporte e para usinas de geração de energia. À medida que o preço do petróleo sobe, a aposta arriscada da conversão do carvão torna-se mais viável, e o governo (dos Estados Unidos) e fontes da indústria do carvão esperam que, por volta do ano 2030, milhões de barris de combustível sejam produzidos a partir do carvão.

Algumas das mais promissoras tecnologias em desenvolvimento são baseadas no processo *Fischer-Tropsch*, no qual o carvão é gaseificado a altas temperaturas e convertido em líquido. O processo de liquefação do carvão permite que o mercúrio, o enxofre e metais pesados sejam retirados, o que reduz as emissões quando o combustível for queimado. Contudo, os críticos chamam a atenção que o processo não elimina as emissões de dióxido de carbono que muitos suspeitam ser a causa do aquecimento global. Além do que, dizem que 40% da exergia do carvão se perdem no processo de conversão. Ainda assim, o interesse por reduzir dependência do petróleo importado está servindo para que a gaseificação e a liquefação de carvão sejam seriamente consideradas.

Modelagem da Combustão do Ar

O oxigênio é necessário para todas as reações de combustão. O oxigênio puro é utilizado apenas em usos especiais, tais como no corte e na soldagem. Na maior parte das utilizações de combustão, o ar provê o oxigênio necessário. A composição de uma amostra típica de ar seco é dada na Tabela 12.1. Para efeito da utilização nos cálculos de combustão neste livro, contudo, utilizamos, para simplificar, o seguinte modelo:

- ▶ Todos os componentes do ar que não o oxigênio são agrupados ao nitrogênio. Conseqüentemente, considera-se que o ar tem 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio em base molar. Com esta idealização a razão molar do nitrogênio em relação ao oxigênio é 0,79/0,21 = 3,76. Por conseguinte, quando o ar fornece o oxigênio em uma reação de combustão, cada mol de oxigênio está associado a 3,76 mol de nitrogênio.
- ▶ Também admitimos que o nitrogênio presente no ar de combustão *não* participa da reação química. Ou seja, o nitrogênio é considerado inerte. O nitrogênio contido em produtos está à mesma temperatura dos outros componentes, porém o nitrogênio sofre uma mudança de estado se os produtos não estiverem à mesma temperatura que do ar antes da combustão. Se forem alcançadas temperaturas altas o suficiente, o nitrogênio pode formar compostos tais como óxido nítrico e dióxido de nitrogênio. Mesmos traços de óxidos de nitrogênio que estejam contidos na descarga de motores de combustão interna podem ser uma fonte de poluição do ar.

> *Tome Nota.*
> Neste modelo, supõe-se que o ar não contenha vapor d'água. Quando houver ar *úmido* presente na combustão, este deve ser considerado quando se escreve a equação de combustão.

RAZÃO AR–COMBUSTÍVEL. Dois parâmetros que são freqüentemente utilizados para expressar a quantidade de combustível e de ar em um determinado processo de combustão são a razão ar–combustível e a sua recíproca, a razão combustível–ar. A ***razão ar–combustível*** é simplesmente a razão entre a quantidade de ar e a quantidade de combustível em uma reação. A razão pode ser escrita em base molar (os mols de ar são divididos pelos mols de combustível) ou em base mássica (a massa do ar é dividida pela massa de combustível). A conversão entre esses valores é efetuada por meio dos pesos moleculares do ar, M_{ar}, e combustível, M_{comb}.

razão ar–combustível

$$\frac{\text{massa de ar}}{\text{massa de combustível}} = \frac{\text{mols de ar} \times M_{ar}}{\text{mols de combustível} \times M_{comb}} = \frac{\text{mols de ar}}{\text{mols de combustível}}\left(\frac{M_{ar}}{M_{comb}}\right)$$

ou

$$AC = \overline{AC}\left(\frac{M_{ar}}{M_{comb}}\right) \qquad (13.2)$$

onde $\overline{AC}$ é a razão ar–combustível em base molar e AC é a razão ar–combustível em base mássica. Para os cálculos de combustão deste livro o peso molecular do ar é estabelecido em 28,97. As Tabelas A-1 apresentam os pesos moleculares de vários hidrocarbonetos importantes. Visto que AC é uma razão, esta tem os mesmos valores, independentemente de as quantidades de ar e de combustível serem expressas em unidades SI ou em unidades inglesas.

ar teórico

AR TEÓRICO. A quantidade mínima de ar que fornece oxigênio suficiente para a combustão completa de todo o carbono, hidrogênio e enxofre presentes no combustível é chamada ***quantidade teórica de ar***. Em combustão completa com a quantidade teórica de ar, os produtos gerados consistem em dióxido de carbono, água, dióxido de enxofre, o nitrogênio associado ao oxigênio do ar e qualquer nitrogênio contido no combustível. Nenhum oxigênio livre apareceria nos produtos gerados pela combustão.

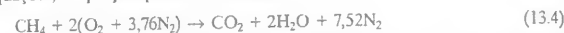
➥ **POR EXEMPLO...** determine a quantidade de ar teórico para a combustão completa de metano. Para essa reação, os produtos contêm apenas dióxido de carbono, água e nitrogênio. A reação é:

$$CH_4 + a(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow bCO_2 + cH_2O + dN_2 \quad (13.3)$$

onde a, b, c e d representam o número de mols do oxigênio, do dióxido de carbono, da água e do nitrogênio. Escrevendo-se o lado esquerdo da Eq. 13.3, considera-se que 3,76 mol de nitrogênio acompanham cada mol de oxigênio. A aplicação do princípio da conservação de massa ao carbono, ao hidrogênio, ao oxigênio e ao nitrogênio, respectivamente, resulta em quatro equações com quatro incógnitas

$$\begin{aligned} \text{C:} &\quad b = 1 \\ \text{H:} &\quad 2c = 4 \\ \text{O:} &\quad 2b + c = 2a \\ \text{N:} &\quad d = 3{,}76a \end{aligned}$$

Resolvendo-se estas equações, a equação química *balanceada* é

$$CH_4 + 2(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7{,}52N_2 \quad (13.4)$$

O coeficiente 2 antes do termo $(O_2 + 3{,}76N_2)$ na Eq. 13.4 é o número de mols do *oxigênio* no ar de combustão, por mol de combustível, e *não* a quantidade de ar. A quantidade de ar de combustão é 2 mols de oxigênio *somados a* 2 × 3,76 mols de nitrogênio, o que fornece um total de 9,52 mols de ar por mol de combustível. Assim, para a reação dada pela Eq. 13.4, a razão ar–combustível em base molar é de 9,52. Para calcular a razão ar–combustível em base mássica, utilize a Eq. 13.2 para escrever

$$AC = \overline{AC}\left(\frac{M_{ar}}{M_{comb}}\right) = 9{,}52\left(\frac{28{,}97}{16{,}04}\right) = 17{,}19$$ ⬅

percentual de ar teórico

percentual de ar em excesso

Normalmente a quantidade de ar fornecida é maior ou menor que a quantidade teórica. A quantidade de ar efetivamente fornecida é comumente expressa em termos do ***percentual de ar teórico***. Por exemplo, 150% de ar teórico significam que o ar efetivamente fornecido é 1,5 vez a quantidade de ar teórico. A quantidade de ar fornecida pode ser expressa de forma alternativa como um ***percentual de ar em excesso*** ou um *percentual de deficiência* de ar. Assim, 150% do ar teórico equivalem a 50% de ar em excesso e 80% de ar teórico são o mesmo que 20% de deficiência de ar.

➥ **POR EXEMPLO...** considere a combustão *completa* do metano com 150% de ar teórico (50% de ar em excesso). A equação de reação química balanceada é

$$CH_4 + (1{,}5)(2)(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + O_2 + 11{.}28N_2 \quad (13.5)$$

Nesta equação, a quantidade de ar por mol do combustível é 1,5 vez a quantidade teórica determinada pela Eq. 13.4. Conseqüentemente, a razão ar–combustível é 1,5 vez a razão ar–combustível determinada pela Eq. 13.4. Visto que se supõe a combustão completa, os produtos contêm apenas dióxido de carbono, água, nitrogênio e oxigênio. O ar em excesso fornecido surge nos produtos como oxigênio livre e com uma maior quantidade de nitrogênio do que na Eq 13.4, baseada na quantidade de ar teórico. ⬅

razão de equivalência

A ***razão de equivalência*** é a razão de combustível–ar real em relação à razão combustível–ar para combustão completa com a quantidade teórica de ar. Diz-se que os reagentes formam uma mistura *pobre* quando a razão de equivalência é menor que a unidade. Quando a razão é maior que a unidade, diz-se que os reagentes formam uma mistura *rica*.

No Exemplo 13.1, utiliza-se a conservação de massa para obter reações químicas balanceadas. A razão ar–combustível para cada reação também é calculada.

Exemplo 13.1 DETERMINAÇÃO DA RAZÃO AR-COMBUSTÍVEL

Determine a razão ar–combustível em bases molar e mássica para a combustão completa do octano, C_8H_{18}, com **(a)** a quantidade teórica de ar, **(b)** 150% da quantidade teórica de ar (50% de ar em excesso).

Solução

Dado: Octano, C_8H_{18}, é completamente queimado com (a) a quantidade teórica de ar, (b) 150% de ar teórico.

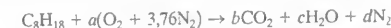
Pede-se: Determine a razão ar–combustível em bases molar e mássica.

Modelo de Engenharia:

1. Cada mol de oxigênio do ar de combustão é acompanhado de 3,76 mol de nitrogênio.
2. O nitrogênio é inerte.
3. A combustão é completa.

Análise:

(a) Para a combustão completa de C_8H_{18} com a quantidade teórica de ar, os produtos contêm apenas dióxido de carbono, água e nitrogênio. Ou seja,

$$C_8H_{18} + a(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow bCO_2 + cH_2O + dN_2$$

Aplicando o princípio da conservação de massa respectivamente ao carbono, ao hidrogênio, ao oxigênio e ao nitrogênio, temos

$$\begin{aligned} \text{C:} &\quad b = 8 \\ \text{H:} &\quad 2c = 18 \\ \text{O:} &\quad 2b + c = 2a \\ \text{N:} &\quad d = 3{,}76a \end{aligned}$$

Resolvendo-se estas equações, determina-se $a = 12{,}5$; $b = 8$; $c = 9$; e $d = 47$. A equação química balanceada é

$$C_8H_{18} + 12{,}5(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 47N_2$$

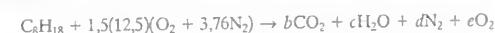
A razão ar–combustível em base molar é

$$\overline{AC} = \frac{12{,}5 + 12{,}5(3{,}76)}{1} = \frac{12{,}5(4{,}76)}{1} = 59{,}5\,\frac{\text{kmol (ar)}}{\text{kmol (combustível)}}$$

A razão ar–combustível em base mássica é

$$AC = \left[59{,}5\,\frac{\text{kmol (ar)}}{\text{kmol (combustível)}}\right]\left[\frac{28{,}97\,\dfrac{\text{kg (ar)}}{\text{kmol (ar)}}}{114{,}22\,\dfrac{\text{kg (combustível)}}{\text{kmol (combustível)}}}\right] = 15{,}1\,\frac{\text{kg (ar)}}{\text{kg (combustível)}}$$

(b) Para 150% de ar teórico, a equação química para a combustão completa tem a seguinte forma

$$C_8H_{18} + 1{,}5(12{,}5)(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow bCO_2 + cH_2O + dN_2 + eO_2$$

Aplicando a conservação de massa

$$\begin{aligned} \text{C:} &\quad b = 8 \\ \text{H:} &\quad 2c = 18 \\ \text{O:} &\quad 2b + c + 2e = (1{,}5)(12{,}5)(2) \\ \text{N:} &\quad d = (1{,}5)(12{,}5)(3{,}76) \end{aligned}$$

Resolvendo-se este conjunto de equações obtém-se $b = 8$; $c = 9$; $d = 70{,}5$, e $e = 6{,}25$, que geram uma equação química balanceada

$$C_8H_{18} + 18{,}75(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 70{,}5N_2 + 6{,}25O_2$$

A razão ar–combustível em base molar é

$$\overline{AC} = \frac{18{,}75(4{,}76)}{1} = 89{,}25\,\frac{\text{kmol (ar)}}{\text{kmol (combustível)}}$$

Em base mássica, a razão ar–combustível é de 22,6 kg (ar)/kg (combustível), como se pode verificar.

❶ Quando uma combustão completa acontece com *ar em excesso*, o oxigênio surge nos produtos, além do dióxido de carbono, água e nitrogênio.

Habilidades Desenvolvidas:
Habilidade para...
☑ balancear uma equação de reação química de combustão completa com ar teórico e com ar em excesso
☑ aplicar as definições de razão ar-combustível em bases mássica e molar.

Teste-Relâmpago

Para a condição do item (b), determine a *razão de equivalência*.

Resposta 0,67.

Determinação dos Produtos de Combustão

Em cada um dos exemplos mostrados anteriormente, supomos combustão completa. Para um combustível hidrocarbonado, isto significa que os produtos admissíveis são apenas CO_2, H_2O e N_2, com O_2 também presente quando for fornecido ar em excesso. Se o combustível for especificado e a combustão for completa, as quantidades respectivas de produtos podem ser determinadas através da aplicação do princípio da conservação de massa na equação química. O procedimento para a obtenção da equação de reação balanceada de uma reação *real* em que a combustão seja incompleta nem sempre é tão direta.

A combustão é o resultado de uma série de reações químicas muito complexas e rápidas, e os produtos gerados dependem de vários fatores. Quando o combustível é queimado dentro do cilindro de um motor de combustão interna, os produtos da reação variam com a temperatura e a pressão dentro do cilindro. Em equipamentos de combustão de todos os tipos, o grau de mistura do combustível com o ar é um fator de controle nas reações que ocorrem uma vez que a mistura de combustível e ar seja inflamada. Embora a quantidade de ar fornecida em um processo de combustão real possa exceder a quantidade teórica, não é incomum o aparecimento nos produtos de algum monóxido de carbono e de oxigênio não-queimado. Isto pode ser devido a mistura incompleta, tempo insuficiente para a combustão completa, além de outros fatores. Quando a quantidade de ar suprida for menor que a quantidade teórica de ar, os produtos podem incluir tanto CO_2 como CO, e também pode haver combustível não-queimado nos produtos. Ao contrário dos casos de combustão completa estudados anteriormente, os produtos de combustão de um processo de combustão real e suas quantidades relativas só podem ser determinados através de *medições*.

Entre os diversos dispositivos para medição da composição dos produtos de combustão existem o *analisador Orsat*, o *cromatógrafo de gás*, o *analisador de infravermelho* e o *detector de ionização de chama*. Dados obtidos a partir desses dispositivos podem ser utilizados para determinação das frações molares dos produtos gasosos da combustão. As análises são frequentemente informadas em uma base "seca". Em uma ***análise de produtos a seco***, as frações molares são determinadas para todos os produtos *exceto* para o vapor d'água. Nos Exemplos 13.2 e 13.3, mostramos como as análises dos produtos de combustão a seco podem ser utilizadas para determinar as equações de reações químicas balanceadas.

análise de produto a seco

Visto que se forma água quando os combustíveis hidrocarbonados são queimados, a fração molar do vapor d'água em produtos de combustão gasosos pode ser significativa. Se os produtos gasosos de combustão são resfriados à pressão de mistura constante, a *temperatura de ponto de orvalho* é atingida quando o vapor d'água começa a se condensar. Visto que a água depositada no coletor de descarga, em silenciosos e em outras partes metálicas pode causar corrosão, é importante conhecer a temperatura de ponto de orvalho. A determinação da temperatura de ponto de orvalho está mostrada no Exemplo 13.2, que também caracteriza uma análise de produtos a seco.

Exemplo 13.2 UTILIZAÇÃO DE UMA ANÁLISE DE PRODUTOS A SECO

Metano, CH_4, é queimado com ar seco. A análise molar dos produtos a seco resulta em CO_2, 9,7%; CO, 0,5%; O_2, 2,95%; e N_2, 86,85%. Determine **(a)** a razão ar–combustível nas bases molar e mássica, **(b)** a percentagem de ar teórico, **(c)** a temperatura de ponto de orvalho dos produtos em °F, se a mistura foi resfriada a 1 atm.

Solução

Dado: O metano é queimado com ar seco. A análise molar dos produtos a seco é fornecida.

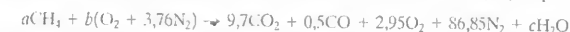
Pede-se: Determine (a) a razão ar–combustível em bases molar e mássica, (b) a percentagem de ar teórico, e (c) a temperatura de ponto de orvalho dos produtos, em °F, se forem resfriados a 1 atm.

Modelo de Engenharia:

1. Cada mol de oxigênio na combustão do ar é acompanhado de 3,76 mol de nitrogênio, que é inerte.
2. Os produtos formam uma mistura de gases ideais.

Análise:

❶ **(a)** A solução é convenientemente conduzida na base de 100 lbmol de produtos secos. A equação química então resulta em

$$aCH_4 + b(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 9{,}7CO_2 + 0{,}5CO + 2{,}95O_2 + 86{,}85N_2 + cH_2O$$

Além dos 100 lbmol de produtos secos admitidos, deve-se incluir a água como um produto. Aplicando-se a conservação de massa respectivamente ao carbono, ao hidrogênio e ao oxigênio, tem-se

$$\text{C:} \quad 9{,}7 + 0{,}5 = a$$
$$\text{H:} \quad 2c = 4a$$
$$\text{O:} \quad (9{,}7)(2) + 0{,}5 + 2(2{,}95) + c = 2b$$

❷ A resolução desse conjunto de equações gera $a = 10{,}2$, $b = 23{,}1$, $c = 20{,}4$. A equação de balanço químico é

$$10{,}2CH_4 + 23{,}1(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 9{,}7CO_2 + 0{,}5CO + 2{,}95O_2 + 86{,}85N_2 + 20{,}4H_2O$$

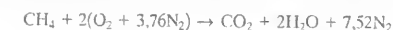
Em base molar, a razão ar–combustível é

$$\overline{AC} = \frac{23{,}1(4{,}76)}{10{,}2} = 10{,}78\,\frac{\text{lbmol (ar)}}{\text{lbmol (combustível)}}$$

Em base mássica,

$$AC = (10{,}78)\left(\frac{28{,}97}{16{,}04}\right) = 19{,}47\,\frac{\text{lb (ar)}}{\text{lb (combustível)}}$$

(b) A equação química balanceada para a *combustão completa* do metano com a *quantidade teórica* de ar é

$$CH_4 + 2(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7{,}52N_2$$

A razão ar–combustível em base molar é

$$(\overline{AC})_{teo} = \frac{2(4{,}76)}{1} = 9{,}52\,\frac{\text{lbmol (ar)}}{\text{lbmol (combustível)}}$$

A percentagem de ar teórico é então determinada a partir de

$$\%\ \text{ar teórico} = \frac{(\overline{AC})}{(\overline{AC})_{teo}}$$
$$= \frac{10{,}78\ \text{lbmol (ar)/lbmol (combustível)}}{9{,}52\ \text{lbmol (ar)/lbmol (combustível)}} = 1{,}13\ (113\%)$$

(c) Para a determinação da temperatura de ponto de orvalho é necessário conhecer a pressão parcial de vapor d'água p_v. A pressão parcial p_v é determinada a partir de $p_v = y_v p$, onde y_v é a fração molar do vapor d'água dos produtos de combustão e p é de 1 atm.

Levando-se em conta a equação química balanceada do item (a), a fração molar do vapor d'água é

$$y_v = \frac{20{,}4}{100 + 20{,}4} = 0{,}169$$

❸ Assim, $p_v = 0{,}169$ atm $= 2{,}484$ lbf/in². Interpolando-se na Tabela A-2E, $T = 134$°F.

Habilidades Desenvolvidas:
Habilidade para...
☑ balancear uma equação de reação química de combustão incompleta, dada a análise de produtos a seco de combustão.
☑ aplicar as definições de razão ar–combustível em bases mássica e molar, e também como percentual de ar teórico.
☑ determinar a temperatura de ponto de orvalho dos produtos de combustão.

❶ A solução poderia ter sido obtida na base de qualquer quantidade de produtos secos — por exemplo, 1 lbmol. Com outra quantidade estabelecida, os valores dos coeficientes da equação química balanceada iriam diferir daqueles obtidos nesta solução, mas a razão ar–combustível, o valor para o percentual de ar teórico e a temperatura de ponto de orvalho permaneceriam inalterados.

❷ Os três coeficientes desconhecidos, a, b e c, são estimados através da aplicação da conservação de massa ao carbono, ao hidrogênio e ao oxigênio. Como uma verificação, note que o nitrogênio também está balanceado.

$$\text{N:} \quad b(3{,}76) = 86{,}85$$

Isto confirma a precisão tanto da análise dos produtos quanto dos cálculos conduzidos para a determinação dos coeficientes desconhecidos.

❸ Se os produtos de combustão forem resfriados a uma pressão constante abaixo do ponto de temperatura de ponto de orvalho de 134°F, poderá ocorrer certa condensação de vapor d'água.

Teste-Relâmpago

Recalcule a temperatura de ponto de orvalho como foi feito no item (c) se o ar fornecido for ar *úmido*, incluindo 3,53 kmol de vapor d'água adicional.

Resposta 139°F.

No Exemplo 13.3, uma mistura combustível tendo uma análise molar conhecida é queimada com o ar, formando produtos com uma análise a seco conhecida.

Exemplo 13.3 QUEIMA DE GÁS NATURAL COM AR EM EXCESSO

Determinado gás natural tem a seguinte análise molar: CH_4, 80,62%; C_2H_6, 5,41%; C_3H_8, 1,87%; C_4H_{10}, 1,60%; N_2, 10,50%. O gás é queimado com ar seco, gerando os produtos com análise molar feita a seco: CO_2, 7,8%; CO, 0,2%; O_2, 7%; N_2, 85%. **(a)** Determine a razão ar–combustível em base molar. **(b)** Supondo comportamento de gás ideal para a mistura combustível, determine a quantidade de produtos em kmol que seriam formados a partir de 100 m³ de mistura combustível a 300 K e 1 bar (1,0 · 10⁵ Pa). **(c)** Determine a percentagem de ar teórico.

Solução

Dado: Determinado gás natural com uma análise molar especificada queima com ar seco, gerando produtos que têm uma análise molar a seco conhecida.

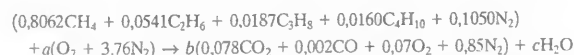
Pede-se: Determine a razão de ar–combustível em base molar, a quantidade de produtos em kmol que seria formada a partir de 100 m³ de gás natural a 300 K e 1 bar e a percentagem de ar teórico.

Modelo de Engenharia:

1. Cada mol de oxigênio do ar de combustão é acompanhado de 3,76 mol de nitrogênio, que é inerte.
2. A mistura combustível pode ser modelada como um gás ideal.

Análise:

(a) A solução pode ser conduzida com base em uma quantidade de mistura combustível ou com base em uma quantidade de produtos secos. Vamos mostrar o primeiro procedimento, baseando a solução em 1 kmol de mistura combustível. A equação química passa a ter o seguinte aspecto:

$$(0{,}8062CH_4 + 0{,}0541C_2H_6 + 0{,}0187C_3H_8 + 0{,}0160C_4H_{10} + 0{,}1050N_2)$$
$$+ a(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow b(0{,}078CO_2 + 0{,}002CO + 0{,}07O_2 + 0{,}85N_2) + cH_2O$$

Os produtos são formados de b kmol de produtos secos e c kmol de vapor d'água, cada um desses por kmol de mistura combustível.

Aplicando a conservação de massa para o carbono, obtemos

$$b(0{,}078 + 0{,}002) = 0{,}8062 + 2(0{,}0541) + 3(0{,}0187) + 4(0{,}0160)$$

Resolvendo-se a equação obtém-se $b = 12{,}931$. A conservação de massa para o hidrogênio resulta em

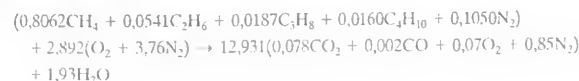
$$2c = 4(0{,}8062) + 6(0{,}0541) + 8(0{,}0187) + 10(0{,}0160)$$

o que resulta em $c = 1{,}93$. O coeficiente desconhecido a pode ser determinado tanto pelo balanço de oxigênio quanto pelo balanço de nitrogênio. Aplicando-se a conservação de massa para o oxigênio, tem-se

$$12{,}931[2(0{,}078) + 0{,}002 + 2(0{,}07)] + 1{,}93 = 2a$$

❶ obtendo-se $a = 2{,}892$.

A equação química balanceada é reescrita

$$(0{,}8062CH_4 + 0{,}0541C_2H_6 + 0{,}0187C_3H_8 + 0{,}0160C_4H_{10} + 0{,}1050N_2)$$
$$+ 2{,}892(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 12{,}931(0{,}078CO_2 + 0{,}002CO + 0{,}07O_2 + 0{,}85N_2)$$
$$+ 1{,}93H_2O$$

A razão ar–combustível em base molar é

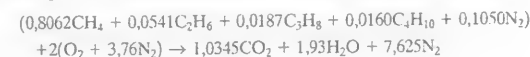
$$\overline{AC} = \frac{(2{,}892)(4{,}76)}{1} = 13{,}77 \frac{\text{kmol (ar)}}{\text{kmol (combustível)}}$$

(b) Por inspeção da equação de reação química, a quantidade total de produtos é $b + c = 12{,}931 + 1{,}93 = 14{,}861$ kmol de produtos por kmol de combustível. A quantidade de combustível em kmol, n_C, presente em 100 m³ de mistura combustível a 300 K e 1 bar pode ser determinada a partir da equação de estado de gás ideal como

$$n_C = \frac{pV}{RT}$$
$$= \frac{(10^5 \text{ N/m}^2)(100 \text{ m}^3)}{(8314 \text{ N} \cdot \text{m/kmol} \cdot \text{K})(300 \text{ K})} = 4{,}01 \text{ kmol (combustível)}$$

Conseqüentemente, a quantidade de mistura de produtos que seria formada de 100 m³ de mistura combustível é de (14,861)(4,01) = 59,59 kmol de produtos gasosos.

(c) A equação química balanceada para a *combustão completa* de mistura combustível com a *quantidade teórica* de ar é

$$(0{,}8062CH_4 + 0{,}0541C_2H_6 + 0{,}0187C_3H_8 + 0{,}0160C_4H_{10} + 0{,}1050N_2)$$
$$+2(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 1{,}0345CO_2 + 1{,}93H_2O + 7{,}625N_2$$

A razão ar–combustível teórica em base molar é

$$(\overline{AC})_{teo} = \frac{2(4{,}76)}{1} = 9{,}52 \frac{\text{kmol (ar)}}{\text{kmol (combustível)}}$$

A percentagem de ar teórico é, então,

$$\% \text{ ar teórico} = \frac{13{,}77 \text{ kmol (ar)/kmol (combustível)}}{9{,}52 \text{ kmol (ar)/kmol (combustível)}} = 1{,}45\ (145\%)$$

❶ Uma verificação da precisão resultante tanto da análise molar quanto dos cálculos conduzidos para a determinação dos coeficientes desconhecidos é obtida através da aplicação da conservação de massa ao nitrogênio. A quantidade de nitrogênio nos reagentes é

$$0{,}105 + (3{,}76)(2{,}892) = 10{,}98 \text{ kmol/kmol de combustível}$$

A quantidade do nitrogênio nos produtos é de (0,85)(12,931) = 10,99 kmol/kmol de combustível. A diferença pode ser atribuída a erros de arredondamento.

Teste-Relâmpago

Determine as frações molares dos produtos de combustão.

Resposta $y_{CO_2} = 0{,}0679$, $y_{CO} = 0{,}0017$, $y_{O_2} = 0{,}0609$, $y_{N_2} = 0{,}7396$, $y_{H_2O} = 0{,}1299$.

13.2 Conservação de Energia — Sistemas Reagentes

O objetivo desta seção é mostrar a aplicação do princípio de conservação de energia a sistemas reagentes. As abordagens do princípio de conservação de energia apresentadas previamente continuam válidas havendo ou não uma reação química ocorrendo no interior do sistema. Porém, os métodos utilizados para estimar as propriedades dos sistemas reagentes diferem de certo modo das abordagens utilizadas até aqui.

13.2.1 Avaliação da Entalpia de Sistemas Reagentes

Em cada tabela de propriedades termodinâmicas utilizadas até aqui, os valores de energia interna, entalpia e entropia específicos eram fornecidos em relação a algum estado de referência arbitrário em que a entalpia (ou, alternativamente, a energia interna) e a entropia eram estabelecidas em zero. Esta abordagem é satisfatória para avaliações que impliquem *diferenças* nos valores das propriedades entre estados de mesma composição, porque neste caso as referências arbitrárias se cancelam. Contudo, quando ocorre uma reação química, os reagentes desaparecem e formam-se produtos, de modo que não é possível calcular as diferenças para todas as substâncias envolvidas. Para sistemas reagentes, é necesário estimar h, u e s de tal forma que não haja ambiguidade ou inconsistência nas

estimativas de propriedades. Nesta seção, entretanto, como está sendo considerado para h e u. A entropia será tratada de modo diferente e será discutida na Seção 13.5.

estado de referência-padrão

Pode-se estabelecer uma referência de entalpia para o estudo de sistemas reagentes designando-se arbitrariamente um valor nulo para a entalpia de *elementos estáveis* em um estado denominado ***estado de referência-padrão*** e definido por $T_{ref} = 298{,}15$ K (25°C) e $p_{ref} = 1$ atm. Em unidades inglesas, a temperatura no estado de referência-padrão é de aproximadamente 537 °R (77°F). Note que apenas os elementos *estáveis* recebem um valor de entalpia nula no estado de referência. O termo estável significa apenas que o elemento está em uma forma quimicamente estável. Por exemplo, no estado-padrão as formas estáveis do hidrogênio, do oxigênio e do nitrogênio são H_2, O_2 e N_2 e não a forma monoatômica H, O e N. A escolha desta referência não resulta em qualquer ambiguidade ou diferença.

entalpia de formação

ENTALPIA DE FORMAÇÃO. Utilizando a referência apresentada anteriormente, podem-se designar os valores de entalpia a *compostos* para uso no estudo de sistemas reagentes. A entalpia de um composto em um estado-padrão é igual à sua *entalpia de formação*, simbolizada por $\bar{h}_f^\circ$. A ***entalpia de formação*** é a energia liberada ou absorvida quando o composto é formado a partir de seus elementos estando o composto e os elementos a T_{ref} e p_{ref}. A entalpia de formação é comumente determinada pela aplicação de procedimentos da termodinâmica estatística por meio de dados obtidos em espectroscopia.

A entalpia de formação também pode ser determinada, em princípio, pela medição da transferência de calor em uma reação na qual os compostos são formados a partir dos elementos. ➡ **POR EXEMPLO...** considere o reator simples mostrado na Fig. 13.1, no qual o carbono e o oxigênio são introduzidos às mesmas T_{ref} e p_{ref}, e reagem completamente em regime permanente para formar dióxido de carbono às mesmas temperatura e pressão. O dióxido de carbono é *formado* a partir do carbono e do oxigênio de acordo com

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 \tag{13.6}$$

Esta reação seria *exotérmica*, de modo que, para o dióxido de carbono terminar a reação à mesma temperatura que os elementos introduzidos no início desta, deveria haver uma transferência de calor do reator para a sua vizinhança. A taxa de transferência de calor e as entalpias dos fluxos de entrada e de saída são relacionados pelo balanço da taxa de energia

$$0 = \dot{Q}_{vc} + \dot{m}_C h_C + \dot{m}_{O_2} h_{O_2} - \dot{m}_{CO_2} h_{CO_2}$$

Fig. 13.1 Reator utilizado para discutir o conceito de entalpia de formação.

onde $\dot{m}$ e h são, respectivamente, vazão mássica e entalpia específica. Ao escrevermos esta equação, supomos não haver trabalho $\dot{W}_{vc}$ e efeitos desprezíveis de energias cinética e potencial. Para entalpias em base molar, o balanço da taxa de energia é escrito como

$$0 = \dot{Q}_{vc} + \dot{n}_C \bar{h}_C + \dot{n}_{O_2} \bar{h}_{O_2} - \dot{n}_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}$$

onde $\dot{n}$ e $\bar{h}$ representam, respectivamente, a vazão molar e a entalpia por mol. Resolvendo para achar a entalpia específica do dióxido de carbono e notando através da Eq. 13.6 que todas as vazões molares são iguais,

$$\bar{h}_{CO_2} = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_{CO_2}} + \frac{\dot{n}_C}{\dot{n}_{CO_2}} \bar{h}_C + \frac{\dot{n}_{O_2}}{\dot{n}_{CO_2}} \bar{h}_{O_2} = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_{CO_2}} + \bar{h}_C + \bar{h}_{O_2} \tag{13.7}$$

Visto que o carbono e o oxigênio são elementos estáveis no estado-padrão, $\bar{h}_C = \bar{h}_{O_2} = 0$, e a Eq. 13.7 torna-se

$$\bar{h}_{CO_2} = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_{CO_2}} \tag{13.8}$$

Consequentemente, o valor designado para a entalpia específica do dióxido de carbono no estado-padrão, a entalpia de formação, é igual à transferência de calor, por mol de CO_2, entre o reator e sua vizinhança. Se a transferência de calor pudesse ser medida com precisão, seriam encontrados −393.520 kJ por kmol de dióxido de carbono formado (−169.300 Btu por lbmol de CO_2 formado). ⬅

Nas Tabelas A-25 e A-25E encontram-se os valores da entalpia de formação para diversos compostos, respectivamente nas unidades kJ/kmol e Btu/lbmol. Neste texto, o sobrescrito ° é utilizado para indicar propriedades a 1 atm. Para o caso da entalpia de formação a temperatura de referência T_{ref} também é indicada por este símbolo. Os valores de $\bar{h}_f^\circ$ listados nas Tabelas A-25 e A-25E para o CO_2 correspondem àqueles fornecidos no exemplo anterior.

O sinal associado aos valores de entalpia de formação que constam nas Tabelas A-25 correspondem à convenção de sinais utilizada em transferência de calor. Se existe uma transferência de calor *do* um reator no qual um composto é gerado a partir de seus elementos (uma reação *exotérmica*, como vimos no exemplo anterior), a entalpia de formação tem um sinal negativo. Se a transferência de calor *para* o reator for necessária (uma reação *endotérmica*), a entalpia de formação é positiva.

Avaliação de Entalpia

A entalpia específica de um composto em um estado que não seja o estado-padrão é determinada através da soma da variação da entalpia específica $\Delta\bar{h}$ entre o estado-padrão e o estado de interesse para a entalpia de formação.

$$\bar{h}(T, p) = \bar{h}_f^\circ + [\bar{h}(T, p) - \bar{h}(T_{ref}, p_{ref})] = \bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h} \tag{13.9}$$

Ou seja, a entalpia de um composto é formada por de $\bar{h}_f^\circ$, associada à formação do composto a partir de seus elementos, e $\Delta\bar{h}$, associado à variação do estado a composição constante. Uma escolha arbitrária da referência pode ser utilizada para a determinação de $\Delta\bar{h}$, visto que existe uma *diferença* a composição constante. Consequentemente, $\Delta\bar{h}$ pode ser avaliado a partir de fontes tabeladas tais como tabelas de vapor, tabelas de gás ideal quando for adequado e assim por diante. Observe que, como consequência da referência de entalpia adotada para os elementos estáveis, a entalpia específica determinada pela Eq. 13.9 é muitas vezes negativa.

> *Tome Nota*
> Ao utilizar a Eq. 13.9 para vapor d'água, usamos o valor de vapor da entalpia de formação da água, $\bar{h}_f^\circ$(g), da Tabela A-25, em conjunto com $\Delta\bar{h}$ do vapor d'água da tabela de gases ideais, Tabela A-23.

As Tabelas A-25 fornecem dois valores para a entalpia de formação da água. Uma é para a água líquida e a outra é para o vapor d'água. Em condições de equilíbrio, a água existe apenas como líquido a 77°F (25°C) e 1 atm. O valor de vapor é para um estado de gás ideal *hipotético* no qual a água é vapor a 77°F (25°C) e 1 atm. A diferença entre os dois valores de entalpias de formação é dada com boa aproximação pela entalpia de vaporização $\bar{h}_{fg}$ a T_{ref}.

$$\bar{h}_f^\circ(g) - \bar{h}_f^\circ(l) \approx \bar{h}_{fg} \tag{13.10}$$

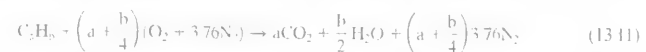
Considerações semelhantes podem ser aplicadas a outras substâncias para as quais os valores de líquido e vapor para $\bar{h}_f^\circ$ são listados nas Tabelas A-25.

13.2.2 Balanços de Energia para Sistemas Reagentes

Quando se escrevem balanços de energia para sistemas que envolvam combustão, várias considerações precisam ser feitas. Algumas têm aplicação mais geral sem considerar onde a combustão ocorre. Por exemplo, é necessário considerar se ocorrem trabalho e transferência de calor expressivos e se seus respectivos valores são ou não conhecidos. Além disso, é preciso estimar os efeitos das energias cinética e potencial. Outras considerações estão relacionadas diretamente com a ocorrência da combustão. Por exemplo, é importante saber o estado do combustível antes de a combustão acontecer. É importante saber se o combustível é um líquido, um gás ou um sólido. É necessário considerar se o combustível é previamente misturado com o ar de combustão ou se o combustível e o ar entram em um reator separadamente. O estado dos produtos de combustão também deve ser considerado. É importante saber se os produtos de combustão são uma mistura gasosa ou se alguma água gerada na combustão foi condensada.

Volumes de Controle em Regime Permanente

Para exemplificar as várias considerações envolvidas quando se escrevem balanços de energia para sistemas reagentes, consideramos casos especiais de amplo interesse, ressaltando as hipóteses subjacentes. Comecemos por considerar o reator em regime permanente mostrado na Fig. 13.2, no qual um combustível hidrocarbonado C_aH_b queima com a quantidade teórica de ar de acordo com

$$C_aH_b + \left(a + \frac{b}{4}\right)(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow aCO_2 + \frac{b}{2}H_2O + \left(a + \frac{b}{4}\right)3{,}76N_2 \tag{13.11}$$

O combustível entra no reator em um fluxo separado do ar de combustão, que é considerado uma mistura de gases ideais. Também se considera que os produtos de combustão formam uma mistura de gases ideais. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.

Com as idealizações precedentes, os balanços de taxas de massa e de energia para o reator de duas entradas e saída única, podem ser usados para se obter a seguinte equação em *base de combustível por mol*

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_F} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_F} = \left[a\bar{h}_{CO_2} + \frac{b}{2}\bar{h}_{H_2O} + \left(a + \frac{b}{4}\right)3{,}76\bar{h}_{N_2}\right] - \bar{h}_F - \left[\left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{h}_{O_2} + \left(a + \frac{b}{4}\right)3{,}76\bar{h}_{N_2}\right] \tag{13.12a}$$

onde $\dot{n}_F$ indica vazão molar do combustível. Observe que cada coeficiente do lado direito desta equação é o mesmo que o coeficiente da substância correspondente na equação de reação.

O primeiro termo sublinhado no lado direito da Eq. 13.12a é a entalpia dos produtos gasosos de saída de combustão *por mol*

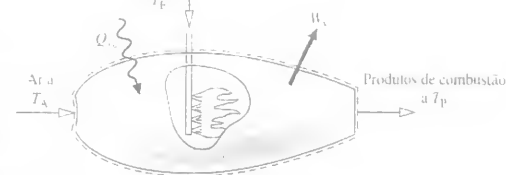



Fig. 13.2 Reator em regime permanente.

de combustível. O segundo termo sublinhado no lado direito é a entalpia do ar de combustão *por mol de combustível*. Observe que as entalpias dos produtos de combustão e do ar foram avaliadas através da soma da contribuição de cada componente presente na respectiva mistura de gases ideais. O símbolo $\bar{h}_C$ indica a entalpia molar do combustível. A Eq. 13.12a pode ser expressa de forma mais concisa como

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} = \bar{h}_P - \bar{h}_R \qquad (13.12b)$$

onde $\bar{h}_P$ e $\bar{h}_R$ indicam, respectivamente, as entalpias dos produtos e dos reagentes por mol de combustível.

AVALIAÇÃO DOS TERMOS DE ENTALPIA. Uma vez que o balanço de energia tenha sido escrito, o próximo passo é avaliar os termos de entalpia individuais. Uma vez que se admite que cada componente dos produtos de combustão se comporta como um gás ideal, a sua contribuição para a entalpia dos produtos depende apenas da temperatura dos produtos, T_P. Consequentemente, para cada componente dos produtos, a Eq. 13.9 toma a forma

$$\bar{h} = \bar{h}_f^\circ + [\bar{h}(T_P) - \bar{h}(T_{ref})] \qquad (13.13)$$

Na Eq. 13.13, $\bar{h}_f^\circ$ é a entalpia de formação retirada da Tabela A-25 ou A-25E, conforme o caso. O segundo termo considera a mudança de entalpia da temperatura T_{ref} para a temperatura T_P. Para vários gases de uso comum, este termo pode ser estimado a partir de valores tabulados de entalpia *versus* temperatura das Tabelas A-23 e A-23E, conforme o caso. Como alternativa, o termo pode ser obtido pela integração do calor específico de gás ideal $\bar{c}_p$ das Tabelas A-21 ou alguma outra fonte de dados. Uma abordagem similar poderia ser empregada para o cálculo das entalpias do oxigênio e do nitrogênio do ar de combustão. Para estes,

$$\bar{h} = \cancelto{0}{\bar{h}_f^\circ} + [\bar{h}(T_A) - \bar{h}(T_{ref})] \qquad (13.14)$$

onde T_A é a temperatura do ar entrando no reator. Observe que a entalpia de formação do oxigênio e do nitrogênio é nula por definição e, portanto, é zerada na Eq. 13.14, como indicamos. A estimativa da entalpia do combustível é também baseada na Eq. 13.9. Se o combustível pode ser modelado como um gás ideal, a entalpia do combustível é obtida a partir de uma expressão da mesma forma que a da Eq. 13.13, com a temperatura do combustível de entrada substituindo T_P.

Com as considerações precedentes, a Eq. 13.12a assume a forma

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} = a(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{CO_2} + \frac{b}{2}(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{H_2O} + \left(a + \frac{b}{4}\right)3{,}76(\cancelto{0}{\bar{h}_f^\circ} + \Delta\bar{h})_{N_2}$$
$$- (\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_C - \left(a + \frac{b}{4}\right)(\cancelto{0}{\bar{h}_f^\circ} + \Delta\bar{h})_{O_2} - \left(a + \frac{b}{4}\right)3{,}76(\cancelto{0}{\bar{h}_f^\circ} + \Delta\bar{h})_{N_2} \qquad (13.15a)$$

Os termos zerados nesta expressão são as entalpias de formação do oxigênio e do nitrogênio.

A Eq 13.15a pode ser escrita de forma mais concisa como

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} = \sum_P n_s(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_s - \sum_R n_e(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_e \qquad (13.15b)$$

onde *e* indica os fluxos de entrada do combustível e do ar e *s* o fluxo de saída de produtos da combustão. Os coeficientes n_e e n_s correspondem aos coeficientes da equação de reação fornecendo, respectivamente, os mols dos reagentes e dos produtos *por mol de combustível*. Embora as Eqs 13.15 tenham sido desenvolvidas em relação à reação da Eq. 13.11, poderiam ser obtidas equações com a mesma forma geral para outras reações de combustão.

Nos Exemplos 13.4 e 13.5, o balanço de energia é aplicado em conjunto com dados de propriedades tabuladas para análise dos volumes de controle em regime permanente que envolva combustão.

Exemplo 13.4 ANÁLISE DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Octano líquido entra no motor de combustão interna operando em regime permanente com uma vazão mássica de 0,004 lb/s (0,0018 kg/s) e é misturado com a quantidade teórica de ar. O combustível e o ar entram no motor a 77°F (25°C) e 1 atm. A mistura queima completamente e os produtos de combustão deixam o motor a 1140°F (615°C). O motor desenvolve uma potência de saída de 50 hp (37,3 kW). Determine a taxa de transferência de calor do motor, em Btu/s, desprezando os efeitos das energias cinética e potencial.

Solução

Dado: O octano líquido e a quantidade teórica de ar entram no motor de combustão interna operando em regime permanente em fluxos separados a 77°F e 1 atm. A combustão é completa e os produtos saem a 1140°F. A potência desenvolvida pelo motor e a vazão mássica são especificadas.

Pede-se: Determine a taxa de transferência de calor do motor, em Btu/s.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

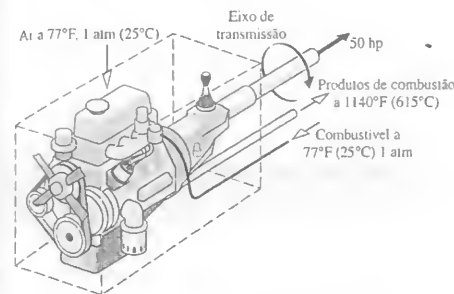
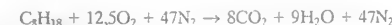



Fig. E13.4

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle identificado por uma linha tracejada na figura do exemplo opera em regime permanente.
2. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.
3. O ar de combustão e os produtos de combustão formam, cada qual, uma mistura de gases perfeitos ideais.
4. Cada mol de oxigênio do ar de combustão é acompanhado por 3,76 mol de nitrogênio. O nitrogênio é inerte e a combustão é completa.

Análise: A equação química balanceada de uma combustão completa com a quantidade teórica de ar é obtida a partir da solução do Exemplo 13.1 como

$$C_8H_{18} + 12{,}5O_2 + 47N_2 \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 47N_2$$

O balanço de taxa de energia reduz-se, com as hipóteses 1 a 3, a

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C} = \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} + \bar{h}_P - \bar{h}_R$$
$$= \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} + \{8[\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h}]_{CO_2} + 9[\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h}]_{H_2O(g)} + 47[\cancelto{0}{\bar{h}_f^\circ} + \Delta\bar{h}]_{N_2}\} - \{[\bar{h}_f^\circ + \cancelto{0}{\Delta\bar{h}}]_{C_8H_{18}(l)} + 12{,}5[\cancelto{0}{\bar{h}_f^\circ} + \cancelto{0}{\Delta\bar{h}}]_{O_2} + 47[\cancelto{0}{\bar{h}_f^\circ} + \cancelto{0}{\Delta\bar{h}}]_{N_2}\}$$

onde cada coeficiente é o mesmo que o termo correspondente da equação química balanceada e a Eq 13.9 foi usada para estimar os termos de entalpia. Os termos de entalpia de formação para o oxigênio e para o nitrogênio são nulos e $\Delta\bar{h} = 0$ para cada um dos reagentes, pois o combustível e o ar de combustão entram a 77°F.

Com a entalpia de formação para $C_8H_{18}(l)$ da Tabela A-25E, temos

$$\bar{h}_R = (\bar{h}_f^\circ)_{C_8H_{18}(l)} = -107{,}530 \text{ Btu/lbmol (combustível)}$$

Com os valores de entalpia de formação do CO_2 e do $H_2O(g)$ da Tabela A-25E e os valores de entalpia do N_2, H_2O e CO_2 da Tabela A-23E, temos

$$\bar{h}_P = 8[-169.300 + (15.829 - 4027{,}5)] + 9[-104.040 + (13.494{,}4 - 4258)] + 47[11.409{,}7 - 3729{,}5]$$
$$= -1.752.251 \text{ Btu/lbmol (combustível)}$$

Utilizando-se o peso molecular do combustível da Tabela A-1E, a vazão molar do combustível é

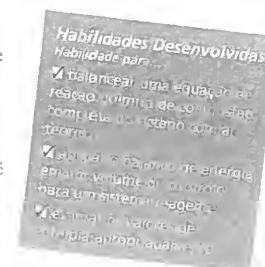
$$\dot{n}_C = \frac{0{,}004 \text{ lb(combustível)/s}}{114{,}22 \text{ lb(combustível)/lbmol(combustível)}} = 3{,}5 \times 10^{-5} \text{ lbmol(combustível)/s}$$

Inscrindo-se os valores na expressão para a taxa de transferência de calor, obtém-se

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{W}_{vc} + \dot{n}_C(\bar{h}_P - \bar{h}_R)$$
$$= (50 \text{ hp})\left|\frac{2545 \text{ Btu/h}}{1 \text{ hp}}\right|\left|\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}\right| + \left[3{,}5 \times 10^{-5}\frac{\text{lbmol(combustível)}}{\text{s}}\right][-1.752{,}251 - (-107.530)]\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol(combustível)}}$$
$$= -22{,}22 \text{ Btu/s}$$

Teste-Relâmpago

Se a massa específica do octano é 5,88 lb/gal, quantos galões de combustível podem ser utilizados em 2 h de operação do motor?

Resposta 4,9 gal.

Exemplo 13.5 ANÁLISE DE UMA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Gás metano a 400 K e 1 atm entra na câmara de combustão, onde é misturado com ar que entra a 500 K e 1 atm. Os produtos de combustão saem a 1800 K e 1 atm com a análise de produtos dada no Exemplo 13.2. Para a operação em regime permanente determine em kJ por mol de combustível a taxa de transferência de calor da câmara de combustão. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial. O valor médio para o calor específico $\bar{c}_p$ do metano entre 298 e 400 K é de 38 kJ/kmol · K.

Solução

Dado: O gás metano, o ar e os produtos de combustão entram e saem de uma câmara de combustão em regime permanente em fluxos separados com temperaturas especificadas e pressão de 1 atm. Uma análise de produtos de combustão a seco é fornecida.

Pede-se: Determine a taxa de transferência de calor, em kJ por kmol do combustível.

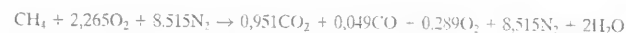
Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E13.5

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle identificado por uma linha tracejada na figura do exemplo opera em regime permanente com $\dot{W}_{vc} = 0$.
2. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.
3. O combustível é modelado como um gás ideal com $\bar{c}_p = 38$ kJ/kmol · K. O ar de combustão e os produtos de combustão formam, cada qual, uma mistura de gases ideais.
4. Cada mol de oxigênio do ar de combustão é acompanhado por 3,76 mol de nitrogênio, que é inerte.

Análise: Quando é expressa em uma base por mol de combustível, a equação química balanceada obtida na solução do Exemplo 13.2 adota a forma

$$CH_4 + 2{,}265O_2 + 8{,}515N_2 \rightarrow 0{,}951CO_2 + 0{,}049CO + 0{,}289O_2 + 8{,}515N_2 + 2H_2O$$

O balanço de taxa de energia reduz-se, com as hipóteses 1 a 3, para

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C} = \bar{h}_P - \bar{h}_R$$

$$= [0{,}951(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{CO_2} + 0{,}049(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{CO} + 0{,}289(\bar{h}_f^{\circ\,0} + \Delta\bar{h})_{O_2}$$
$$+ 8{,}515(\bar{h}_f^{\circ\,0} + \Delta\bar{h})_{N_2} + 2(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{H_2O(g)}] - [(\bar{h}_f + \Delta\bar{h})_{CH_4}$$
$$+ 2{,}265(\bar{h}_f^{\circ\,0} + \Delta\bar{h})_{O_2} + 8{,}515(\bar{h}_f^{\circ\,0} + \Delta\bar{h})_{N_2}]$$

onde cada coeficiente da equação é o mesmo que o coeficiente do termo correspondente da equação química balanceada e a Eq. 13.9 foi usada para estimar os termos de entalpia. Os termos de entalpia de formação para o oxigênio e para o nitrogênio são estabelecidos como zero.

Considere primeiro os reagentes. Com a entalpia de formação para o metano da Tabela A-25, o valor fornecido de $\bar{c}_p$ para o metano e os valores de entalpia para o nitrogênio e para o oxigênio da Tabela A-23,

$$\bar{h}_R = (\bar{h}_f^\circ + \bar{c}_p\Delta T)_{CH_4} + 2{,}265(\Delta\bar{h})_{O_2} + 8{,}515(\Delta\bar{h})_{N_2}$$
$$= [-74.850 + 38(400 - 298)] + 2{,}265[14.770 - 8682] + 8{,}515[14.581 - 8669]$$
$$= -6844 \text{ kJ/kmol } (CH_4)$$

Em seguida considere os produtos. Com os valores de entalpia de formação para o CO_2, CO e $H_2O(g)$ da Tabela A-25 e os valores de entalpia da Tabela A-23,

$$\bar{h}_P = 0{,}951[-393.520 + (88.806 - 9364)]$$
$$+ 0{,}049[-110.530 + (58.191 - 8669)]$$
$$+ 0{,}289(60.371 - 8682) + 8{,}515(57.651 - 8669)$$
$$+ 2[-241.820 + (72.513 - 9904)]$$
$$= -228.079 \text{ kJ/kmol } (CH_4)$$

Inserindo os valores nas expressões para a taxa de transferência de calor, temos

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C} = \bar{h}_P - \bar{h}_R = -228.079 - (-6844) = -221.235 \text{ kJ/kmol } (CH_4)$$

Teste-Relâmpago

Determine a taxa de transferência de calor, em kW, para uma vazão mássica de combustível de 0,036 kg/s.

Resposta –496,5 kW.

CONDENSAÇÃO DOS PRODUTOS DE COMBUSTÃO Quando os produtos de combustão de combustível hidrocarbonado são suficientemente resfriados, uma parcela da água formada vai se condensar. Deve-se, então, escrever o balanço de energia levando-se em conta a presença de água nos produtos como líquido e como vapor. Para resfriar os produtos de combustão a pressão constante, utiliza-se o método da temperatura de ponto de orvalho do Exemplo 13.2 para determinar a temperatura que ocorre o início da condensação.

Sistemas Fechados

Consideremos, a seguir, um sistema fechado que envolva um processo de combustão. Na ausência de efeitos das energias cinética e potencial, a forma apropriada do balanço de energia é

$$U_P - U_R = Q - W$$

onde U_R indica a energia interna dos reagentes e U_P indica a energia interna dos produtos. Se os reagentes e os produtos formam misturas de gases ideais, o balanço de energia pode ser expresso como

$$\sum_P n\bar{u} - \sum_R n\bar{u} = Q - W \tag{13.16}$$

onde os coeficientes n do lado esquerdo são coeficientes da equação de reação que fornece os mols de cada reagente ou produto.

Como cada componente dos reagentes e dos produtos se comporta como um gás ideal, podem-se avaliar as respectivas energias internas específicas da Eq. 13.16 como $\bar{u} = \bar{h} - \bar{R}T$, portanto a equação torna-se

$$Q - W = \sum_P n(\bar{h} - \bar{R}T_P) - \sum_R n(\bar{h} - \bar{R}T_R) \tag{13.17a}$$

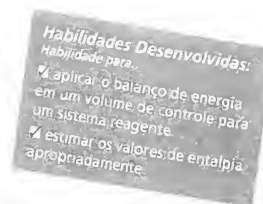
onde T_P e T_R indicam, respectivamente, a temperatura dos produtos e dos reagentes. Com as expressões da forma da Eq. 13.13 para cada um dos reagentes e dos produtos, a Eq. 13.17a pode ser escrita alternativamente como

$$Q - W = \sum_P n(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h} - \bar{R}T_P) - \sum_R n(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h} - \bar{R}T_R)$$
$$= \sum_P n(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h}) - \sum_R n(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h}) - \bar{R}T_P\sum_P n + \bar{R}T_R\sum_R n \tag{13.17b}$$

Os termos da entalpia de formação são obtidos da Tabela A-25 ou da Tabela A-25E. Os termos $\Delta\bar{h}$ são avaliados tal como discutimos anteriormente.

Os conceitos precedentes são ilustrados no Exemplo 13.6, onde uma mistura gasosa queima em um recipiente fechado e rígido.

Exemplo 13.6 ANÁLISE DA COMBUSTÃO A VOLUME CONSTANTE

Uma mistura de 1 kmol de metano gasoso e 2 kmol de oxigênio inicialmente a 25°C e 1 atm queima completamente em um recipiente fechado e rígido. Ocorre transferência de calor até que os produtos sejam resfriados a 900 K. Se cada um dos reagentes e dos produtos forma misturas de gases ideais, determine (a) a quantidade de calor transferido, em kJ, e (b) a pressão final, em atm.

Solução

Dado: Uma mistura de gases metano e oxigênio, inicialmente a 25°C e 1 atm, queima completamente dentro de um recipiente fechado e rígido. Os produtos são resfriados a 900 K.

Pede-se: Determine a quantidade de calor transferido, em kJ, e a pressão final dos produtos de combustão, em atm.

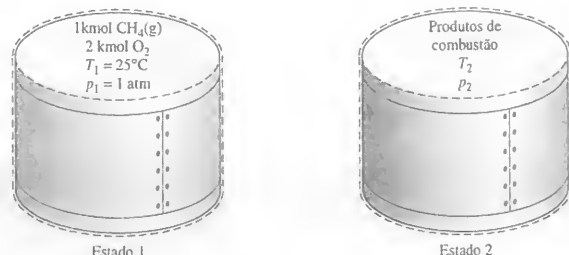
Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Estado 1

Estado 2

Fig. E13.6

Modelo de Engenharia:

1. Toma-se o conteúdo do recipiente fechado e rígido como sendo o sistema.
2. Os efeitos das energias cinética e potencial estão ausentes, e $W = 0$.
3. A combustão é completa.
4. Cada mistura inicial e cada produto de combustão formam misturas de gases ideais.
5. Os estados inicial e final são estados de equilíbrio.

Análise: A equação de reação química para a combustão completa do metano com o oxigênio é

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$$

(a) Utilizando-se as hipóteses 2 e 3, o balanço de energia do sistema fechado adota a forma

$$U_P - U_R = Q - \overset{0}{\cancel{W}}$$

ou

$$Q = U_P - U_R = (1\bar{u}_{CO_2} + 2\bar{u}_{H_2O(g)}) - (1\bar{u}_{CH_4(g)} + 2\bar{u}_{O_2})$$

Cada coeficiente desta equação é o mesmo que o termo correspondente da equação química balanceada.

Como cada reagente e cada produto se comportam como um gás ideal, podem-se estimar as energias internas específicas como $\bar{u} = \bar{h} - \bar{R}T$. O balanço de energia torna-se, então,

$$Q = [1(\bar{h}_{CO_2} - \bar{R}T_2) + 2(\bar{h}_{H_2O(g)} - \bar{R}T_2)] - [1(\bar{h}_{CH_4(g)} - \bar{R}T_1) + 2(\bar{h}_{O_2} - \bar{R}T_1)]$$

onde T_1 e T_2 indicam, respectivamente, as temperaturas inicial e final. Agrupando-se os termos semelhantes,

$$Q = (\bar{h}_{CO_2} + 2\bar{h}_{H_2O(g)} - \bar{h}_{CH_4(g)} - 2\bar{h}_{O_2}) + 3\bar{R}(T_1 - T_2)$$

As entalpias específicas são estimadas em termos das suas respectivas entalpias de formação para gerar

$$Q = [(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{CO_2} + 2(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{H_2O(g)}$$
$$- (\bar{h}_f^\circ + \overset{0}{\cancel{\Delta\bar{h}}})_{CH_4(g)} - 2(\overset{0}{\cancel{\bar{h}_f^\circ}} + \overset{0}{\cancel{\Delta\bar{h}}})_{O_2}] + 3\bar{R}(T_1 - T_2)$$

Como o metano e o oxigênio estão inicialmente a 25°C, $\Delta\bar{h} = 0$ para cada um desses reagentes. Além disso, $\bar{h}_f^\circ = 0$ para o oxigênio. Com os valores de entalpia de formação para o CO_2, o H_2O(g) e o CH_4(g) da Tabela A-25 e os valores de entalpia para H_2O e CO_2 da Tabela A-23

$$\begin{aligned} Q &= [-393.520 + (37.405 - 9364)] + 2[-241.820 + (31.828 - 9904)] \\ &\quad -(-74.850) + 3(8,314)(298 - 900) \\ &= -745.436 \text{ kJ} \end{aligned}$$

(b) Pela hipótese 3, a mistura inicial e os produtos de combustão formam, cada qual, misturas de gases ideais. Assim, para os reagentes

$$p_1V = n_R\bar{R}T_1$$

onde n_R é o número total de mols dos reagentes e p_1 é a pressão inicial. O mesmo se aplica aos produtos

$$p_2V = n_P\bar{R}T_2$$

onde n_P é o número total de mols dos produtos e p_2 é a pressão final

Como $n_R = n_P = 3$ e o volume é constante, essas equações são combinadas para gerar

$$p_2 = \frac{T_2}{T_1}p_1 = \left(\frac{900 \text{ K}}{298 \text{ K}}\right)(1 \text{ atm}) = 3,02 \text{ atm}$$

Teste-Relâmpago

Calcule o volume do sistema, em m³.

Resposta 73,36 m³.

13.2.3 Entalpia de Combustão e Poderes Caloríficos

Embora o conceito de entalpia de formação permeie as formulações dos balanços de energia para sistemas reagentes até aqui, a entalpia de formação de combustíveis nem sempre é tabulada. ➥ **POR EXEMPLO...** o óleo combustível e o carvão são normalmente compostos de várias substâncias químicas, cujas quantidades relativas podem variar consideravelmente, dependendo da fonte. Graças à ampla variação na composição que esses combustíveis podem exibir, não encontraríamos suas entalpias de formação listadas na Tabela A-25 ou em compilações semelhantes de dados termofísicos. ⬅ Em muitos casos de interesse prático, porém, pode-se utilizar a *entalpia de combustão*, que é acessível experimentalmente, para conduzir uma análise de energia quando estiverem faltando os dados de entalpia de formação.

entalpia de combustão

A ***entalpia de combustão*** $\bar{h}_{RP}$ é definida como a diferença entre a entalpia dos produtos e a entalpia dos reagentes quando ocorre uma combustão *completa* a *temperatura e pressão dadas*. Ou seja,

$$\bar{h}_{RP} = \sum_P n_s\bar{h}_s - \sum_R n_e\bar{h}_e \tag{13.18}$$

onde os n correspondem aos seus respectivos coeficientes da equação de reação que fornece os mols dos reagentes e dos produtos por mol de combustível. Quando a entalpia de combustão é expressa em base de unidade de massa de combustível, é denominada h_{RP}. Os valores tabulados geralmente são fornecidos à temperatura-padrão T_{ref} e à pressão-padrão p_{ref} apresentadas na Seção 13.2.1. O símbolo $\bar{h}_{RP}^\circ$ ou h_{RP}° é utilizado para dados a essas temperatura e pressão.

poderes caloríficos superior e inferior

O *poder calorífico* de um combustível é um número positivo igual ao módulo da entalpia de combustão. Dois poderes caloríficos recebem denominação particular: o ***poder calorífico superior*** (PCS) e o ***poder calorífico inferior*** (PCI). O poder calorífico superior é obtido quando toda a água formada por combustão é um líquido; o poder calorífico inferior é obtido quando toda a água formada por combustão é vapor. O valor do poder calorífico superior excede o valor do poder calorífico inferior pela energia que seria necessária para vaporizar o líquido formado. Valores de PCS e de PCI também dependem de o combustível ser um líquido ou um gás. Dados de poder calorífico para vários hidrocarbonetos estão disponíveis nas Tabelas A-25.

O cálculo da entalpia de combustão e do poder calorífico associado, por meio dos dados tabulados é mostrado no próximo exemplo.

Exemplo 13.7 CÁLCULO DA ENTALPIA DE COMBUSTÃO

Calcule a entalpia de combustão do metano gasoso, em kJ por kg de combustível, (a) a 25°C e 1 atm com água líquida nos produtos, (b) a 25°C, 1 atm com vapor d'água nos produtos. (c) Repita o item (b) a 1000 K e 1 atm.

Solução

Dado: O combustível é metano gasoso.

Pede-se: Determine a entalpia de combustão, em kJ por kg de combustível, (a) a 25°C e 1 atm com água líquida nos produtos, (b) a 25°C e 1 atm com vapor d'água nos produtos, (c) a 1000 K e 1 atm com vapor d'água nos produtos.

Modelo de Engenharia:

1. Cada mol de oxigênio no ar de combustão está acompanhado de 3,76 mol de nitrogênio, que é inerte.
2. A combustão é completa, e tanto os reagentes quanto os produtos estão às mesmas temperatura e pressão.
3. Aplica-se o modelo de gás ideal ao metano, ao ar de combustão e aos produtos gasosos da combustão.

Análise: A equação da combustão é

$$CH_4 + 2O_2 + 7{,}52N_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7{,}52N_2$$

A entalpia de combustão é, a partir da Eq. 13.18,

$$\bar{h}_{RP} = \sum_P n_s(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_s - \sum_R n_e(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_e$$

Introduzindo os coeficientes da equação de combustão e estimando as entalpias específicas em termos das respectivas entalpias de formação, obtemos

$$\bar{h}_{RP} = \bar{h}_{CO_2} + 2\bar{h}_{H_2O} - \bar{h}_{CH_4(g)} - 2\bar{h}_{O_2}$$
$$= (\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{CO_2} + 2(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{H_2O} - (\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{CH_4(g)} - 2(\overset{0}{\cancel{\bar{h}_f^\circ}} + \Delta\bar{h})_{O_2}$$

Para o nitrogênio, os termos de entalpia dos reagentes e dos produtos são cancelados. Além disso, a entalpia de formação do oxigênio é nula por definição. Após rearrumação, a expressão de entalpia de combustão torna-se

$$\bar{h}_{RP} = (\bar{h}_f^\circ)_{CO_2} + 2(\bar{h}_f^\circ)_{H_2O} - (\bar{h}_f^\circ)_{CH_4(g)} + [(\Delta\bar{h})_{CO_2} + 2(\Delta\bar{h})_{H_2O} - (\Delta\bar{h})_{CH_4(g)} - 2(\Delta\bar{h})_{O_2}]$$
$$= \bar{h}_{RP}^\circ + [(\Delta\bar{h})_{CO_2} + 2(\Delta\bar{h})_{H_2O} - (\Delta\bar{h})_{CH_4(g)} - 2(\Delta\bar{h})_{O_2}]$$

Os valores de $\bar{h}_{RP}^\circ$ e $(\Delta\bar{h})_{H_2O}$ dependem de a água nos produtos ser um líquido ou vapor.

(a) Como os reagentes e os produtos estão a 25°C, e neste caso a 1 atm, os termos $\Delta\bar{h}$ são cortados da expressão anterior de $\bar{h}_{RP}$. Assim, para a água líquida nos produtos, a entalpia de combustão é

$$\bar{h}_{RP}^\circ = (\bar{h}_f^\circ)_{CO_2} + 2(\bar{h}_f^\circ)_{H_2O(l)} - (\bar{h}_f^\circ)_{CH_4(g)}$$

Com os valores de entalpia de formação da Tabela A-25,

$$\bar{h}_{RP}^\circ = -393.520 + 2(-285.830) - (-74.850) = -890.330 \text{ kJ/kmol (combustível)}$$

A divisão pelo peso molecular do metano coloca esse resultado em uma base por unidade de massa de combustível

$$h_{RP}^\circ = \frac{-890.330 \text{ kJ/kmol (combustível)}}{16{,}04 \text{ kg (combustível)/kmol (combustível)}} = -55.507 \text{ kJ/kg (combustível)}$$

o que está em acordo com o valor do poder calorífico superior do metano disponível na Tabela A-25.

(b) Como no item (a), os termos $\Delta\bar{h}$ são cortados da expressão anterior de $\bar{h}_{RP}$, que para vapor d'água nos produtos reduz-se a $\bar{h}_{RP}^\circ$, onde

$$\bar{h}_{RP}^\circ = (\bar{h}_f^\circ)_{CO_2} + 2(\bar{h}_f^\circ)_{H_2O(g)} - (\bar{h}_f^\circ)_{CH_4(g)}$$

Com os valores de entalpia de formação da Tabela A-25,

$$\bar{h}_{RP}^\circ = -393.520 + 2(-241.820) - (-74.850) = -802.310 \text{ kJ/kmol (combustível)}$$

Em uma base por unidade de massa de combustível, a entalpia de combustão para este caso é

$$h_{RP}^\circ = \frac{-802.310}{16{,}04} = -50.019 \text{ kJ/kg (combustível)}$$

o que está em acordo com o valor do poder calorífico inferior do metano disponível na Tabela A-25.

(c) Para o caso em que os reagentes e os produtos estão a 1000 K e 1 atm, o termo $\bar{h}_{RP}^\circ$ da expressão anterior para $\bar{h}_{RP}$ tem o valor determinado no item (b): $\bar{h}_{RP}^\circ = -802.310$ kJ/kmol (combustível), e os termos de $\Delta\bar{h}$ para O_2, $H_2O(g)$ e CO_2 podem ser estimados utilizando-se entalpias específicas a 298 e 1000 K da Tabela A-23. Os resultados são

$$(\Delta\bar{h})_{O_2} = 31.389 - 8682 = 22.707 \text{ kJ/kmol}$$
$$(\Delta\bar{h})_{H_2O(g)} = 35.882 - 9904 = 25.978 \text{ kJ/kmol}$$
$$(\Delta\bar{h})_{CO_2} = 42.769 - 9364 = 33.405 \text{ kJ/kmol}$$

Para o metano, podemos utilizar a expressão de $\bar{c}_p$ da Tabela A-21 para obter

$$(\Delta\bar{h})_{CH_4(g)} = \int_{298}^{1000} \bar{c}_p\,dT$$
$$= \bar{R}\left(3{,}826T - \frac{3{,}979}{10^3}\frac{T^2}{2} + \frac{24{,}558}{10^6}\frac{T^3}{3} - \frac{22{,}733}{10^9}\frac{T^4}{4} + \frac{6{,}963}{10^{12}}\frac{T^5}{5}\right)_{298}^{1000}$$
$$= 38.189 \text{ kJ/kmol (combustível)}$$

❶ Substituindo os valores na expressão para a entalpia de combustão, obtemos

$$\bar{h}_{RP} = -802.310 + [33.405 + 2(25.978) - 38.189 - 2(22.707)]$$
$$= -800.522 \text{ kJ/kmol (combustível)}$$

Em uma base por unidade de massa,

❷ $$h_{RP} = \frac{-800.552}{16{,}04} = -49.910 \text{ kJ/kg (combustível)}$$

❶ Utilizando-se o *Interactive Thermodynamics: IT*, ou programa similar, obtém-se 38.180 kJ/kmol (combustível).

❷ Comparando-se os valores dos itens (b) e (c), verifica-se que a entalpia de combustão do metano varia pouco com a temperatura. O mesmo é válido para vários combustíveis hidrocarbonados. Este fato é às vezes utilizado para simplificar os cálculos de combustão.

Teste-Relâmpago

Calcule o poder calorífico inferior do metano, em kJ/kg (combustível) a 25°C e 1 atm.

Resposta 50.019 kJ/kg.

CALORIMETRIA. Quando os dados de entalpia de formação estão disponíveis para *todos* os reagentes e produtos, pode-se calcular a entalpia de combustão diretamente a partir da Eq. 13.18, como mostra o Exemplo 13.7. De outro modo, esta deve ser obtida experimentalmente por meio de dispositivos chamados *calorímetros*. Tanto os dispositivos de volume constante (bombas calorimétricas) quanto os dispositivos de fluxo são empregados para este propósito. Considere como exemplo um reator que opere em regime permanente no qual o combustível é queimado completamente com o ar. Para a temperatura dos produtos retornar à mesma temperatura dos reagentes, seria necessária uma transferência de calor do reator. Do balanço de taxa de energia, a transferência de calor necessária é

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C} = \sum_P n_s\bar{h}_s - \sum_R n_e\bar{h}_e \tag{13.19}$$

onde os símbolos têm o mesmo significado das discussões anteriores. A transferência de calor por mol de combustível, $\dot{Q}_{vc}/\dot{n}_C$, teria de ser determinada através de dados medidos experimentalmente. Comparando-se a Eq. 13.19 com a equação de definição, Eq. 13.18, tem-se $\bar{h}_{RP} = \dot{Q}_{vc}/\dot{n}_C$. De acordo com a convenção usual de sinais para a transferência de calor, a entalpia de combustão seria negativa.

Como observamos previamente, a entalpia de combustão pode ser utilizada para análises de energia de sistemas reagentes ➡ **POR EXEMPLO...** considere um volume de controle em regime permanente para o qual o balanço de taxa de energia adota a seguinte forma:

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} = \sum_P n_s(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_s - \sum_R n_e(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_e$$

Todos os símbolos têm o mesmo significado das discussões anteriores. Essa equação pode ser rearrumada para

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} = \underline{\sum_P n_s(\bar{h}_f^\circ)_s - \sum_R n_e(\bar{h}_f^\circ)_e} + \sum_P n_s(\Delta\bar{h})_s - \sum_R n_e(\Delta\bar{h})_e$$

Para a reação completa, o termo sublinhado é justamente a entalpia de combustão $\bar{h}_{RP}^\circ$, a T_{ref} e p_{ref}. Assim, a equação torna-se

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} = \bar{h}_{RP}^\circ + \sum_P n_s(\Delta\bar{h})_s - \sum_R n_e(\Delta\bar{h})_e \tag{13.20}$$

O lado direito da Eq. 13.20 pode ser estimado com um valor determinado experimentalmente para $\bar{h}_{RP}^\circ$ e valores de $\Delta\bar{h}$ para os reagentes e os produtos determinados tal como discutimos anteriormente ⬅

13.3 Determinação da Temperatura Adiabática de Chama

Consideremos o reator a regime permanente mostrado na Fig. 13.2. Na ausência de trabalho $\dot{W}_{vc}$ e de efeitos apreciáveis de energias cinética e potencial, a energia liberada na combustão é transferida do reator apenas de dois modos: pela energia que acompanha a saída dos produtos de combustão e pela transferência de calor para a vizinhança. Quanto menor for a transferência de calor, maior será a energia carreada com os produtos de combustão, e assim mais alta será a temperatura dos produtos. A temperatura que seria alcançada pelos produtos no limite de uma operação adiabática do reator é chamada ***temperatura adiabática de chama*** ou temperatura de ***combustão adiabática***.

temperatura adiabática de chama

A temperatura adiabática de chama pode ser determinada pela utilização dos princípios de conservação de massa e de conservação de energia. Para exemplificar esse procedimento, vamos considerar que tanto o ar de combustão como os produtos de combustão formem misturas de gases ideais. Em seguida, com outras hipóteses já definidas anteriormente, o balanço de taxa de energia em uma base por mol de combustível, a Eq. 13.12b, é reduzida para a forma $\bar{h}_P = \bar{h}_R$ — ou seja,

$$\sum_P n_s \bar{h}_s = \sum_R n_e \bar{h}_e \qquad (13.21a)$$

onde *e* indica o combustível e o fluxo de ar de entrada e *s* os produtos de combustão de saída. Com esta expressão, a temperatura adiabática de chama pode ser determinada por meio de dados tabulados ou de programa de computador, como se segue.

UTILIZAÇÃO DE DADOS TABULADOS. Quando se utiliza a Eq. 13.9 com dados tabelados para estimar as parcelas de entalpia, a Eq. 13.21a torna-se

$$\sum_P n_s(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_s = \sum_R n_e(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_e$$

ou

$$\sum_P n_s(\Delta\bar{h})_s = \sum_R n_e(\Delta\bar{h})_e + \sum_R n_e \bar{h}_{fe}^\circ - \sum_P n_s \bar{h}_{fs}^\circ \qquad (13.21b)$$

Os *n* são obtidos em uma base por mol do combustível a partir da equação de reação química balanceada. As entalpias de formação dos reagentes e dos produtos são obtidas da Tabela A-25 ou A-25E. Os dados de entalpia de combustão talvez possam ser empregados em situações em que a entalpia de formação para o combustível não esteja disponível. Conhecendo-se os estados dos reagentes tal como entram no reator, pode-se estimar os termos $\Delta\bar{h}$ para os reagentes tal como discutimos previamente. Assim, todos os termos do lado direito da Eq. 13.21b podem ser estimados. Os termos $(\Delta\bar{h})_s$ do lado esquerdo consideram as mudanças na entalpia dos produtos de T_{ref} para a temperatura adiabática de chama desconhecida. Como a temperatura desconhecida aparece em cada termo do somatório do lado esquerdo da equação, a determinação da temperatura adiabática de chama necessita de *iterações*: admite-se uma temperatura para os produtos, que é utilizada para se estimar o lado esquerdo da Eq. 13.21b. O valor obtido é comparado com o valor previamente determinado para o lado direito da equação. O procedimento prossegue até a obtenção de concordância satisfatória. O Exemplo 13.8 ilustra este procedimento.

UTILIZAÇÃO DE UM PROGRAMA DE COMPUTADOR. Até aqui, demos ênfase à utilização da Eq. 13.9 em conjunto com dados tabelados quando da estimativa das entalpias específicas necessárias para o balanço de energia para sistemas reagentes. Tais valores de entalpia também podem ser recuperados por meio do *Interactive Thermodynamics: IT*, ou programa similar. Com o *IT*, ou programa similar, as quantidades do lado direito da Eq. 13.9 são estimadas por software e os dados $\bar{h}$ são informados *diretamente* ➡ **POR EXEMPLO...** considere CO_2 a 500 K modelado como um gás ideal. A entalpia específica é obtida do *IT*, ou em programa similar, como se segue:

```
T = 500 // K
h = h_T("CO2", T)
```

Escolhendo-se K para a unidade de temperatura e mol para a quantidade no menu **Units**, o *IT* ou programa similar, retorna $h = -3{,}852 \times 10^5$ kJ/kmol.

Este valor está em acordo com o valor calculado através da Eq. 13.9 utilizando-se os dados de entalpia para CO_2 da Tabela A-23, como se segue

$$\begin{aligned}\bar{h} &= \bar{h}_f + [\bar{h}(500\text{ K}) - \bar{h}(298\text{ K})]\\ &= -393.520 + [17.678 - 9364]\\ &= -3{,}852 \times 10^5 \text{ kJ/kmol}\end{aligned}$$ ⬅

Como sugere esta discussão, o *IT*, ou programa similar, também é útil para a análise de sistemas reagentes. Em especial, o *solver* de equação e as características de recuperação de propriedades do *IT*, ou de programa similar, permitem a determinação da temperatura adiabática de chama sem a iteração necessária quando se utilizam os dados tabelados. Isto é apresentado no Exemplo 13.8.

Exemplo 13.8 DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA ADIABÁTICA DE CHAMA

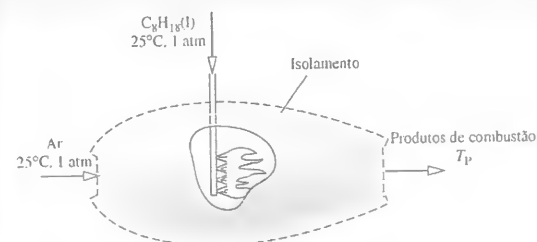
Octano líquido a 25°C e 1 atm entra em um reator bem isolado e reage com o ar de entrada às mesmas temperatura e pressão. Para operação em regime permanente e efeitos desprezíveis de energia cinética e potencial, determine a temperatura de combustão dos produtos para combustão completa com **(a)** a quantidade teórica de ar, **(b)** 400% de ar teórico.

Solução

Dado: O octano líquido e o ar, cada qual a 25°C e 1 atm, queimam completamente dentro de um reator bem isolado, operando em regime permanente.

Pede-se: Determine a temperatura de combustão dos produtos para (a) a quantidade teórica de ar e (b) 400% de ar teórico.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E13.8

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle da figura do exemplo, que é identificado por uma linha tracejada, opera em regime permanente.
2. Para o volume de controle, $\dot{Q}_{vc} = 0$, $\dot{W}_{vc} = 0$, e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.
3. O ar de combustão e os produtos de combustão formam, cada qual, uma mistura de gases perfeitos ideais.
4. A combustão é completa.
5. Cada mol de oxigênio no ar de combustão está acompanhado de 3,76 mol de nitrogênio, que é inerte.

Análise: Em regime permanente, o balanço de taxa de energia no volume de controle, Eq. 13.12b, reduz-se às hipóteses 2 e 3 para gerar a Eq. 13.21a

$$\sum_P n_s \bar{h}_s = \sum_R n_e \bar{h}_e \qquad (1)$$

Quando a Eq. 13.9 e dados tabelados são utilizados para estimar os termos de entalpia, a Eq. (1) é reescrita como

$$\sum_P n_s(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_s = \sum_R n_e(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_e$$

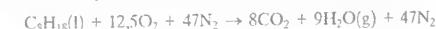
Após rearrumação, esta equação torna-se

$$\sum_P n_s(\Delta\bar{h})_s = \sum_R n_e(\Delta\bar{h})_e + \sum_R n_e \bar{h}_{fe}^\circ - \sum_P n_s \bar{h}_{fs}^\circ$$

que corresponde à Eq. 13.21b. Como os reagentes entram a 25°C, os termos de $(\Delta\bar{h})_e$ do lado direito desaparecem e a equação de taxa de energia torna-se

$$\sum_P n_s(\Delta\bar{h})_s = \sum_R n_e \bar{h}_{fe}^\circ - \sum_P n_s \bar{h}_{fs}^\circ \qquad (2)$$

(a) Para a combustão do octano líquido com a quantidade teórica de ar, a equação química é

$$C_8H_{18}(l) + 12{,}5O_2 + 47N_2 \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O(g) + 47N_2$$

Introduzindo-se os coeficientes desta equação, a Eq. (2) torna-se

$$\begin{aligned}&8(\Delta\bar{h})_{CO_2} + 9(\Delta\bar{h})_{H_2O(g)} + 47(\Delta\bar{h})_{N_2}\\ &= [(\bar{h}_f^\circ)_{C_8H_{18}(l)} + 12.5\cancelto{0}{(\bar{h}_f^\circ)_{O_2}} + 47\cancelto{0}{(\bar{h}_f^\circ)_{N_2}}]\\ &- [8(\bar{h}_f^\circ)_{CO_2} + 9(\bar{h}_f^\circ)_{H_2O(g)} + 47\cancelto{0}{(\bar{h}_f^\circ)_{N_2}}]\end{aligned}$$

O lado direito da equação anterior pode ser calculado com a utilização dos dados de entalpia de formação da Tabela A-25, obtendo-se

$$8(\Delta\bar{h})_{CO_2} + 9(\Delta\bar{h})_{H_2O(g)} + 47(\Delta\bar{h})_{N_2} = 5.074.630 \text{ kJ/kmol (combustível)}$$

Cada termo $\Delta\bar{h}$ do lado esquerdo desta equação depende da temperatura dos produtos, T_P. Essa temperatura pode ser determinada através de um procedimento iterativo.

A tabela mostrada a seguir apresenta um resumo do procedimento iterativo para três valores experimentais de T_P. Como o somatório das entalpias dos produtos é igual a 5.074.630 kJ/kmol, o valor real de T_P está dentro do intervalo de 2350 a 2400 K. A interpolação entre essas temperaturas fornece $T_p = 2395$ K.

	2500 K	2400 K	2350 K
$8(\Delta\bar{h})_{CO_2}$	975.408	926.304	901.816
$9(\Delta\bar{h})_{H_2O(g)}$	890.676	842.436	818.478
$47(\Delta\bar{h})_{N_2}$	3.492.664	3.320.597	3.234.869
$\sum_P n_s(\Delta\bar{h})_s$	5.358.748	5.089.337	4.955.163

Solução Alternativa:

O programa a seguir, do *IT* ou de programa similar, pode ser utilizado como uma alternativa à iteração com dados tabulados, onde hN2_R e hN2_P indicam, respectivamente, a entalpia de N_2 dos reagentes e dos produtos, e assim por diante. No menu de **Units**, selecione a temperatura em K e a quantidade de substância em mols.

```
TR = 25 + 273.15 // K
// Estime as entalpias dos reagentes e dos produtos, respectivamente, hR e hP
hR = hC8H18 + 12.5 * hO2_R + 47 * hN2_R
hP = 8 * hCO2_P + 9 * hH2O_P + 47 * hN2_P
hC8H18 = -249910 // kJ/kmol (Valor da Tabela A-25)
hO2_R = h_T("O2",TR)
hN2_R = h_T("N2",TR)
hCO2_P = h_T("CO2",TP)
hH2O_P = h_T("H2O",TP)
hN2_P = h_T("N2",TP)
// Balanço de energia
hP = hR
```

Utilizando-se o botão **Solve**, o resultado é TP = 2394 K, que é bastante próximo do resultado obtido anteriormente.

(b) Para combustão completa do octano líquido com 400% de ar teórico, a equação química é

$$C_8H_{18}(l) + 50O_2 + 188N_2 \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 37{,}5O_2 + 188N_2$$

Na Eq. (2), o balanço de taxa de energia reduz-se, para este caso, a

$$8(\Delta\bar{h})_{CO_2} + 9(\Delta\bar{h})_{H_2O(g)} + 37{,}5(\Delta\bar{h})_{O_2} + 188(\Delta\bar{h})_{N_2} = 5.074.630 \text{ kJ/kmol (combustível)}$$

➊ Observe que o lado direito tem o mesmo valor que no item (a). Procedendo iterativamente como anteriormente, determinamos a temperatura dos produtos em $T_p = 962$ K. A utilização do *IT*, ou de programa similar, para resolver o item (b) é deixada como exercício.

➊ A temperatura determinada no item (b) é consideravelmente mais baixa que o valor encontrado no item (a). Isto mostra que, uma vez que tenha sido fornecido oxigênio suficiente para a combustão completa, o fornecimento de uma quantidade adicional de ar dilui os produtos da combustão, baixando suas temperaturas.

Teste-Relâmpago

Se fosse fornecido octano em forma de gás em vez de octano líquido, a temperatura adiabática de chama aumentaria, diminuiria ou permaneceria inalterada?

Resposta Aumentaria.

COMENTÁRIOS FINAIS. Para um determinado combustível e para uma temperatura e pressão especificadas dos reagentes, a temperatura adiabática de chama *máxima* ocorre para a combustão completa com a quantidade de ar teórico. O valor medido da temperatura dos produtos de combustão pode ser, porém, várias centenas de graus abaixo da temperatura adiabática de chama máxima calculada, por várias razões:

- Uma vez que uma quantidade de oxigênio adequada tenha sido suprida para permitir a combustão completa, o fornecimento de uma quantidade de ar adicional dilui os produtos da combustão, baixando sua temperatura.
- A combustão incompleta também tende a reduzir a temperatura dos produtos, e a combustão é raramente completa (veja a Seção 14.4).
- As perdas de calor podem ser reduzidas mas não totalmente eliminadas.
- Em consequência das altas temperaturas alcançadas, alguns dos produtos de combustão podem dissociar-se. As reações de dissociação endotérmicas baixam a temperatura dos produtos. O efeito da dissociação na temperatura adiabática de chama é estudada na Seção 14.4.

13.4 Células de Combustível

célula de combustível

Uma ***célula de combustível*** é um dispositivo *eletroquímico* no qual o combustível e um oxidante (normalmente o oxigênio do ar) são submetidos a uma reação química, fornecendo corrente elétrica a um circuito externo e produzindo produtos. O combustível e o oxidante reagem cataliticamente em estágios, em eletrodos separados: o anodo e o catodo. Um eletrólito que separa os dois eletrodos permite a passagem dos íons formados na reação. Dependendo do tipo de célula de combustível, os íons podem estar carregados positivamente ou negativamente. A reação *não* é um processo de combustão.

As taxas de reação em células de combustível são limitadas pelo tempo que leva para a difusão de elementos químicos através dos eletrodos e do eletrólito, e pela velocidade das próprias reações químicas. Essas características, junto a outros aspectos da operação de célula de combustível, resultam em irreversibilidades internas que são inerentemente menos significativas do que as encontradas em dispositivos de geração de potência baseados em combustão.

Evitando-se a combustão altamente irreversível, as células de combustível têm o *potencial* de fornecer mais potência a partir de um dado fornecimento de combustível e oxidante, enquanto se forma um número menor de produtos indesejáveis do que motores de combustão interna e turbinas a gás. Em contraste com as usinas termoelétricas estudadas em capítulos anteriores, as células de combustível podem gerar energia elétrica sem partes móveis ou a utilização de trocadores de calor intermediários. As células de combustível não operam como os ciclos termodinâmicos de potência, e assim a noção de uma eficiência térmica limite imposta pela segunda lei não se aplica. Apesar dessas vantagens termodinâmicas, a utilização generalizada de células de combustível ainda não ocorreu, principalmente devido ao custo.

Com relação à escala, a Fig. 13.3*a* mostra um módulo de célula de combustível de *óxido sólido*. A Fig. 13.3*b* mostra um desenho esquemático de uma célula de combustível de *membrana de troca de prótons*, que será discutida a seguir como um caso representativo.

CÉLULA DE COMBUSTÍVEL DE MEMBRANA DE TROCA DE PRÓTONS. A célula de combustível mostrada na Fig. 13.3*b* opera com hidrogênio (H_2) como combustível e oxigênio (O_2) como oxidante. Esse tipo de célula é conhecido como *célula de combustível de membrana de troca de prótons* (CCMTP). No anodo, os íons de hidrogênio (H^+) e elétrons são produzidos. No catodo, íons e os elétrons são utilizados. As reações nesses eletrodos e as reações *gerais* da célula estão indicadas na figura. Os únicos produtos dessa célula de combustível são a água e a potência gerada.

Os íons de hidrogênio portadores de cargas são conduzidos através de uma membrana eletrolítica. Para a condutividade dos íons ser aceitável, é necessária uma membrana hidratada. Esses requisitos

(*a*)

(*b*)

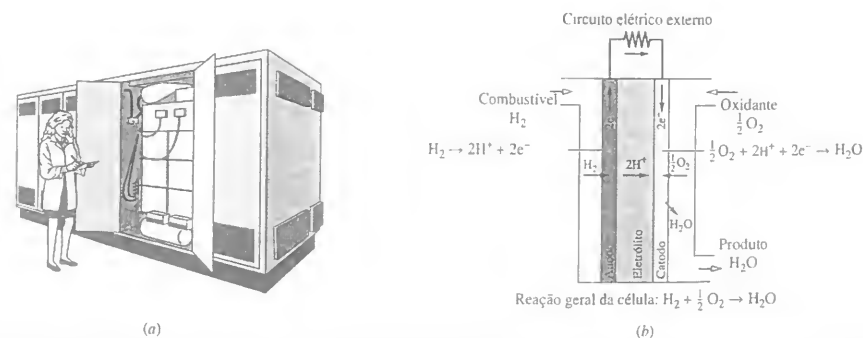



Fig. 13.3 Sistemas de potência com células de combustível. (a) Módulo de 25 kW de célula de combustível de óxido sólido. (*b*) Desenho esquemático de uma célula de combustível de membrana de troca de prótons.

Novos horizontes

Adeus Baterias, Olá Células de Combustível?

A necessidade de potência para telefones celulares, computadores portáteis e outros dispositivos eletrônicos portáteis está crescendo tão rapidamente que a indústria de baterias está lutando para manter-se à tona. Alguns especialistas dizem que as baterias atuais não são capazes de fornecer potência suficiente, são muito pesadas e não duram o suficiente para satisfazer as necessidades da rápida evolução da eletrônica. Células de combustível que caibam no bolso talvez venham a ser uma alternativa viável.

Para satisfazer as necessidades dos consumidores, as companhias estão se apressando a desenvolver células de combustível pequenas que prometem fornecer potência que dure em uma única carga até 10 vezes mais que as baterias convencionais. Essas células podem ser carregadas instantaneamente apenas pelo acréscimo de mais combustível. As fabricantes de baterias estão respondendo com uma nova geração de baterias, conhecidas como baterias de íon lítio, já em uso em relógios, em câmeras com flash e em baterias recarregáveis. As baterias íon lítio fornecem uma saida várias vezes maior que as baterias alcalinas de tamanho semelhante e podem ser recarregadas numerosas vezes. Para competir, as células de combustível devem provar que são tão confiáveis e versáteis quanto as baterias, e as apostas são altas no mercado consumidor de produtos eletrônicos.

Assim como as células de combustível desenvolvidas para gerar potência em carros e gerar eletricidade para lares e escritórios, as versões que caibam no bolso enfrentam duros desafios no caminho para o mercado. Dependem de catalisadores caros de metal precioso para operar e são de difícil fabricação. Funcionam com combustíveis inflamáveis, geralmente hidrogênio ou metanol, e isto traz preocupações quanto à segurança. Ainda assim, muitas pessoas pensam que células de combustível para produtos eletrônicos portáteis serão as primeiras células de combustível que a maioria de nós verá, devido à forte demanda dos consumidores por potência a custo competitivo, de maior duração e recarga instantânea.

restringem a célula de combustível a operar em um intervalo de 60 a 100°C, que está abaixo do ponto de ebulição da água O resfriamento geralmente é necessário para manter a célula de combustível a temperaturas de operação. Devido ao fato de a temperatura de operação ser relativamente baixa, são necessários catalisadores caros de platina tanto no anodo quanto no catodo, para aumentar as taxas de reação de ionização. A atividade catalítica é mais importante à baixa temperatura das células de combustível porque as taxas de reação tendem a decrescer com o decréscimo de temperatura.

As grandes montadoras estão começando a lançar veículos motorizados por células de combustível de membrana de troca de prótons. Células de combustível formadas pelo *empilhamento* de várias centenas de células de combustível individuais são necessárias para atender às necessidades automotivas. Essas células de combustível empilhadas são integradas a vários componentes necessários para viabilizar a operação da célula de combustível, incluindo componentes que fornecem o combustível, o oxidante e o fluido refrigerante. Os requisitos de potência, as irreversibilidades e as perdas associadas aos componentes auxiliares contribuem para gerar uma potência líquida de saída muito menor para um dado combustível de entrada do que a obtenível a partir de uma célula de combustível autônoma.

As células de combustível de membrana de troca de prótons também têm potencial para substituir baterias em dispositivos portáteis tais como telefones celulares, computadores portáteis e tocadores de vídeo.

COMBUSTÍVEIS. Com a moderna tecnologia, o hidrogênio é o preferido para aplicações com células de combustível devido à sua excepcional capacidade de produzir elétrons quando se utilizam catalisadores adequados enquanto não produz, a princípio, nenhuma emissão nociva a partir da célula de combustível O metanol (CH_3OH) e o monóxido de carbono podem ser utilizados diretamente como combustíveis em algumas aplicações, mas freqüentemente com perdas de desempenho.

Como o hidrogênio não ocorre naturalmente na natureza, deve ser produzido quimicamente a partir de hidrocarbonetos, incluindo gás natural, por eletrólise da água ou através de outros meios. As tecnologias de produção de hidrogênio que impliquem processos químicos podem gerar emissões indesejadas. As irreversibilidades e perdas inerentes à produção de hidrogênio também resultam em uma conversão *geral* inferior da entrada *primária* para potência gerada pela célula de combustível do que a relatada para células de combustível abastecidas diretamente com hidrogênio.

Em algumas aplicações, o hidrogênio é fornecido diretamente à célula de combustível a partir de recipientes com gás comprimido, de um líquido criogênico, ou de átomos incorporados em estruturas de materiais metálicos O hidrogênio pode ainda ser produzido no local de uso. A expressão *reformador interno* refere-se a aplicações em que a produção de hidrogênio está integrada à célula de combustível. Quando o hidrogênio é produzido separadamente da própria célula de combustível, isto é conhecido como *reformador externo*. Graças às limitações térmicas da moderna tecnologia, o *reformador interno* é viável apenas para células de combustível de temperaturas mais elevadas como as de *carbonato fundido* e a de *óxido sólido*.

Tabela 13.1

Características dos Principais Tipos de Células de Combustível

	Célula de Combustível de Membrana de Troca de Prótons (CCMTP)	*Célula de Combustível de Ácido Fosfórico (CCAF)*	*Célula de Combustível de Carbonato Fundido (CCCF)*	*Célula de Combustível de Óxido Sólido (CCOS)*
Utilização em transporte	- potência automotiva	- potência de veículos grandes		- potência auxiliar de veículos - propulsão de veículos pesados
Outras utilizações	- potência portátil - potência estacionária em pequena escala	- co-geração no local - geração de potência elétrica	- co-geração no local - geração de potência elétrica	- co-geração no local - geração de potência elétrica
Eletrólito	membrana de troca de íons	ácido fosfórico líquido	carbonato fundido líquido	óxido sólido
Portadores de carga	H^+	H^+	CO_3^{--}	O^{--}
Temperatura de operação	60 a 100°C	150 a 220°C	600 a 700°C	800 a 1000°C
Reformador de combustível	externo	externo	interno ou externo	interno ou externo

Fonte: Appleby, A. J., e Foulkes, F. R., 1993, *Fuel Cell Handbook*, Krieger Publishing Company, Malabar, Flórida. Hirschenhofer, J. H., Stauffer, D. B., Engleman, R. R., e Klett, M. G., 1998, *Fuel Cell Handbook*, Fourth Edition, DOE/FECT-99/1076.

A Tabela 13.1 resume as tecnologias de células de combustível mais promissoras atualmente em pesquisa. As aplicações potenciais e outras características estão incluídas. Para uma discussão mais detalhada, veja as fontes listadas da Tabela 13.1.

13.5 Entropia Absoluta e Terceira Lei da Termodinâmica

Até aqui, as análises feitas de sistemas reagentes têm sido conduzidas a partir dos princípios da conservação de massa e da conservação de energia. Nesta seção são consideradas algumas das implicações da segunda lei da termodinâmica para sistemas reagentes. A discusão continua na segunda parte do capítulo, ao lidarmos com o conceito de exergia, e no próximo capítulo, onde é retomado o tema equilíbrio químico.

13.5.1 Avaliação da Entropia para Sistemas Reagentes

A propriedade da entropia desempenha importante papel nas avaliações quantitativas em que se utiliza a segunda lei da termodinâmica. Quando se analisam sistemas reagentes, o mesmo problema surge para entropia, entalpia e energia interna: deve-se utilizar uma referência comum para determinar os valores de entropia para cada substância envolvida na reação. Isto é realizado se aplicarmos a *terceira lei* da termodinâmica e o conceito de *entropia absoluta*.

terceira lei da termodinâmica

A ***terceira lei*** lida com a entropia de substâncias à temperatura de zero absoluto. Com base em evidência empírica, esta lei enuncia que a entropia de uma substância cristalina pura é nula à temperatura de zero absoluto, 0 K ou 0°R. Substâncias que não tenham uma estrutura cristalina pura a zero absoluto têm um valor não-nulo de entropia em zero absoluto. Evidências experimentais nas quais a terceira lei está baseada são obtidas principalmente a partir de estudos de reações químicas a baixas temperaturas e de medições de calor específico a temperaturas tendendo a zero absoluto.

entropia absoluta

ENTROPIA ABSOLUTA. Para as considerações deste texto, a importância da terceira lei é que esta fornece uma referência pela qual a entropia de cada substância que participa de uma reação possa ser estimada de tal modo que não surjam ambigüidades ou conflitos. A entropia em relação a essa referência é chamada ***entropia absoluta***. A variação de entropia de uma substância entre zero absoluto e qualquer estado pode ser determinada por medições precisas de transferências de energia e dados específicos de calor ou através de procedimentos baseados em termodinâmica estatística e informações moleculares observáveis.

As Tabelas A-25 e A-25E fornecem os valores de entropia absoluta para algumas substâncias no estado de referência-padrão, $T_{ref} = 298{,}15$ K e $p_{ref} = 1$ atm. São fornecidos dois valores para a entro-

pia absoluta da água. Um ... para a água líquida ... tal como para o caso da entalpia de formação da água estudado anteriormente o valor de vapor listado é para um estado de um gás ideal hipotético no qual a água é vapor a 25°C (T_{ref}) e p_{ref} = 1 atm. As Tabelas A-23 e A-23E fornecem relações de entropia absoluta *versus* temperatura à pressão de 1 atm para alguns gases. A entropia absoluta a 1 atm e temperatura T é designada por $s°(T)$ ou $\bar{s}°(T)$, dependendo de o valor ser com base em unidade de massa ou com base em mol. Nessas tabelas, supõe-se que o comportamento de gás ideal é para os gases.

UTILIZAÇÃO DA ENTROPIA ABSOLUTA. Quando a entropia absoluta é conhecida em um estado-padrão, pode-se determinar a entropia específica em qualquer outro estado somando-se a variação da entropia específica entre os dois estados à entropia absoluta no estado-padrão. De modo semelhante, quando a entropia absoluta é conhecida à pressão p_{ref} e temperatura T, a entropia absoluta à mesma temperatura e a qualquer pressão p pode ser determinada por

$$\bar{s}(T, p) = \bar{s}(T, p_{ref}) + [\bar{s}(T, p) - \bar{s}(T, p_{ref})]$$

Pode-se estimar o segundo termo do lado direito desta equação para um *gás ideal* através do uso da Eq. 6.20b, obtendo-se

$$\bar{s}(T, p) = \bar{s}°(T) - \bar{R} \ln \frac{p}{p_{ref}} \quad \text{(gás ideal)} \tag{13.22}$$

onde $\bar{s}°(T)$ é a entropia absoluta à temperatura T e à pressão p_{ref} = 1 atm.

A entropia do i-ésimo componente de uma mistura de gases ideais é estimada à temperatura de mistura T e à pressão *parcial* p_i: $\bar{s}_i(T, p_i)$. A pressão parcial é dada por $p_i = y_i p$, onde y_i é a fração molar do componente i e p é a pressão da mistura. Assim, a Eq. 13.22 assume a forma

$$\bar{s}_i(T, p_i) = \bar{s}_i°(T) - \bar{R} \ln \frac{p_i}{p_{ref}}$$

ou

$$\bar{s}_i(T, p_i) = \bar{s}_i°(T) - \bar{R} \ln \frac{y_i p}{p_{ref}} \quad \left(\begin{matrix}\text{componente } i \text{ de uma}\\ \text{mistura de gases ideais}\end{matrix}\right) \tag{13.23}$$

onde $\bar{s}_i°(T)$ é a entropia absoluta do componente i à temperatura T e p_{ref}.

Finalmente, observe que o *Interactive Thermodynamics* (*IT*), ou programa similar, retorna diretamente o valor de entropia absoluta e não utiliza a função especial $s°$.

13.5.2 Balanços de Entropia para Sistemas Reagentes

Muitas das considerações que são feitas quando são escritos balanços de energia para sistemas reagentes também se aplicam aos balanços de entropia. A implementação de balanços de entropia para sistemas reagentes será exemplificada através de casos especiais de amplo interesse.

VOLUMES DE CONTROLE EM REGIME PERMANENTE. Vamos começar reconsiderando o reator de regime permanente mostrado na Fig. 13.2, para o qual a reação de combustão é dada pela Eq. 13.11. Supõe-se que o ar de combustão e os produtos de combustão formam, cada qual, misturas de gases ideais. O balanço da taxa de entropia para um reator de duas entradas e uma única saída pode ser expresso em uma base *por mol de combustível* como

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j/T_j}{\dot{n}_F} + \bar{s}_F + \left[\left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{s}_{O_2} + \left(a + \frac{b}{4}\right)3{,}76\,\bar{s}_{N_2}\right] - \left[a\bar{s}_{CO_2} + \frac{b}{2}\bar{s}_{H_2O} + \left(a + \frac{b}{4}\right)3{,}76\,\bar{s}_{N_2}\right] + \frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{n}_F} \tag{13.24}$$

onde $\dot{n}_F$ é a vazão molar do combustível e os coeficientes que aparecem nos termos sublinhados são os mesmos que os das substâncias correspondentes da equação de reação.

As entropias específicas da Eq. 13.24 são entropias absolutas. Vamos refletir sobre como as entropias são estimadas para os produtos de combustão e para o ar de combustão. As entropias dos produtos de combustão podem ser estimadas a partir da Eq. 13.23, utilizando-se a temperatura, a pressão e a composição dos produtos. As entropias do oxigênio e do nitrogênio de entrada podem ser estimadas de modo similar, utilizando-se a temperatura, a pressão e a composição do ar de combustão. Se o combustível e o ar entram no reator como uma mistura de gases ideais, a entropia da mistura dos componentes pode ser estimada através da Eq. 13.23, utilizando-se as pressões parciais apropriadas. Tais considerações estão apresentadas no Exemplo 13.9.

Exemplo 13.9 DETERMINAÇÃO DA PRODUÇÃO DE ENTROPIA DE UM REATOR

Octano líquido a 25°C e 1 atm entra em um reator bem isolado e reage com o ar de entrada às mesmas temperatura e pressão. Os produtos de combustão saem a 1 atm de pressão. Para uma operação em regime permanente e efeitos desprezíveis de energias cinética e potencial, determine a taxa de produção de entropia, em kJ/K por mol de combustível, para a combustão completa com **(a)** a quantidade teórica de ar, **(b)** 400% de ar teórico.

Solução

Dado: O octano líquido e o ar, cada qual a 25°C e 1 atm, queimam completamente dentro de um reator bem isolado, que opera em regime permanente. Os produtos de combustão saem à pressão de 1 atm.

Pede-se: Determine a taxa de produção de entropia, em kJ/K por kmol de combustível, para combustão com (a) a quantidade teórica de ar e (b) 400% de ar teórico.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

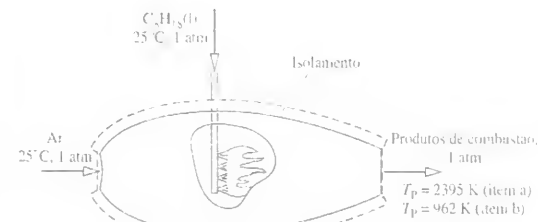



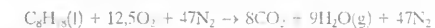
Fig. E13.9

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle mostrado na figura do exemplo, que é identificado por uma linha tracejada, opera em regime permanente, sem transferência de calor para a vizinhança.
2. A combustão é completa. Cada mol de oxigênio no ar de combustão está acompanhado de 3,76 mol de nitrogênio, que é inerte.
3. O ar de combustão pode ser modelado como uma mistura de gases ideais, assim como os produtos de combustão.
4. Os reagentes entram a 25°C e 1 atm. Os produtos saem à pressão de 1 atm.

Análise: A temperatura dos produtos de combustão de saída T_P foi estimada no Exemplo 13.8 para cada um dos dois casos. Para a combustão com a quantidade teórica de ar, T_P = 2395 K. Para combustão completa com 400% de ar teórico, T_P = 962 K.

(a) Para a combustão de octano líquido com a quantidade teórica de ar, a equação química é

$$C_8H_{18}(l) + 12{,}5O_2 + 47N_2 \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O(g) + 47N_2$$

Com as hipóteses 1 e 3, o balanço da taxa de entropia em base molar de combustível, Eq. 13.24, assume a forma

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j/T_j}{\dot{n}_F}^{\,0} + \bar{s}_F + (12{,}5\bar{s}_{O_2} + 47\bar{s}_{N_2}) - (8\bar{s}_{CO_2} + 9\bar{s}_{H_2O(g)} + 47\bar{s}_{N_2}) + \frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{n}_F}$$

ou, rearrumando-se,

$$\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{n}_F} = (8\bar{s}_{CO_2} + 9\bar{s}_{H_2O(g)} + 47\bar{s}_{N_2}) - \bar{s}_F - (12{,}5\bar{s}_{O_2} + 47\bar{s}_{N_2}) \tag{1}$$

Cada coeficiente desta equação é o mesmo do termo correspondente da equação química balanceada.

O combustível entra no reator separadamente a T_{ref} e p_{ref}. A entropia absoluta do octano líquido necessária para o balanço de entropia é obtida a partir da Tabela A-25 como 360,79 kJ/kmol · K.

O oxigênio e o nitrogênio do ar de combustão entram no reator como componentes de uma mistura de gases ideais a T_{ref} e p_{ref}. Com a Eq. 13.23 e os dados de entropia absoluta da Tabela A-23, tem-se

$$\bar{s}_{O_2} = \bar{s}°_{O_2}(T_{ref}) - \bar{R} \ln \frac{y_{O_2} p_{ref}}{p_{ref}}$$
$$= 205{,}03 - 8{,}314 \ln 0{,}21 = 218{,}01 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$$

$$\bar{s}_{N_2} = \bar{s}°_{N_2}(T_{ref}) - \bar{R} \ln \frac{y_{N_2} p_{ref}}{p_{ref}}$$
$$= 191{,}5 - 8{,}314 \ln 0{,}79 = 193{,}46 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$$

Os gases dos produtos saem como uma mistura de gases ideais a 1 atm e 2395 K com a seguinte composição: y_{CO_2} = 8/64 = 0,125, $y_{H_2O(g)}$ = 9/64 = 0,1406, y_{N_2} = 47/64 = 0,7344. Com a Eq. 13.23 e os dados de entropia absoluta a 2395 K das Tabelas A-23,

$$\bar{s}_{CO_2} = \bar{s}^{\circ}_{CO_2} - \bar{R}\ln y_{CO_2}$$
$$= 320{,}173 - 8{,}314\ln 0{,}125 = 337{,}46\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$$
$$\bar{s}_{H_2O} = 273{,}986 - 8{,}314\ln 0{,}1406 = 290{,}30\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$$
$$\bar{s}_{N_2} = 258{,}503 - 8{,}314\ln 0{,}7344 = 261{,}07\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$$

Inserindo-se os valores na Eq. 1, a expressão para a produção da taxa de entropia é

$$\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{n}_C} = 8(337{,}46) + 9(290{,}30) + 47(261{,}07) - 360{,}79 - 12{,}5(218{,}01) - 47(193{,}46)$$
$$= 5404\ \text{kJ/kmol (octano)}\cdot\text{K}$$

Solução Alternativa:

Como uma solução alternativa, pode-se utilizar o seguinte programa *IT*, ou programa similar, para se determinar a produção de entropia por mol de combustível de entrada, onde sigma significa $\dot{\sigma}_{vc}/\dot{n}_C$, e sN2_R e sN2_P indicam a entropia de N_2, respectivamente nos reagentes e nos produtos, e assim por diante. No menu **Units**, selecione a temperatura em K, a pressão em bar e a quantidade de substância em mols.

```
TR = 25 + 273.15 // K
p = 1.01325 // bar
TP = 2394 // K (Valor da solução alternativa do IT do Exemplo 13.8)

// Determine as pressões parciais
pO2_R = 0.21 * p
pN2_R = 0.79 * p
pCO2_P = (8/64) * p
pH2O_P = (9/64) * p
pN2_P = (47/64) * p

// Estime as entropias absolutas
sC8H18 = 360.79 // kJ/kmol K (da Tabela A-25)
sO2_R = s_TP("O2", TR, pO2_R)
sN2_R = s_TP("N2", TR, pN2_R)
sCO2_P = s_TP("CO2", TP, pCO2_P)
sH2O_P = s_TP("H2O", TP, pH2O_P)
sN2_P = s_TP("N2", TP, pN2_P)

// Estime as entropias dos reagentes e dos produtos, respectivamente, sR e sP
sR = sC8H18 + 12.5 * sO2_R + 47 * sN2_R
sR = 8 * sCO2_P + 9 * sH2O_P + 47 * sN2_P

// Balanço de entropia, Eq. (1)
sigma = sP – sR
```

Utilizando o botão **Solve**, o resultado é sigma = 5404 kJ/kmol (octano) · K, que está de acordo com o resultado obtido anteriormente.

(b) A combustão completa do octano líquido com 400% de ar teórico é descrita pela seguinte equação química.

$$C_8H_{18}(l) + 50O_2 + 188N_2 \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O(g) + 37{,}5O_2 + 188N_2$$

O balanço da taxa de entropia em uma base molar de combustível tem a seguinte forma

$$\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{n}_C} = (8\bar{s}_{CO_2} + 9\bar{s}_{H_2O(g)} + 37{,}5\bar{s}_{O_2} + 188\bar{s}_{N_2}) - \bar{s}_C - (50\bar{s}_{O_2} + 188\bar{s}_{N_2})$$

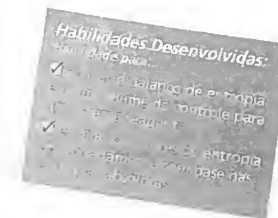
As entropias específicas dos reagentes têm os mesmos valores que no item (a). Os produtos gasosos saem como uma mistura de gases ideais a 1 atm e 962 K, com a seguinte composição: $y_{CO_2} = 8/242{,}5 = 0{,}033$, $y_{H_2O(g)} = 9/242{,}5 = 0{,}0371$, $y_{O_2} = 37{,}5/242{,}5 = 0{,}1546$, $y_{N_2} = 0{,}7753$. Pela mesma abordagem adotada no item (a),

$$\bar{s}_{CO_2} = 267{,}12 - 8{,}314\ln 0{,}033 = 295{,}481\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$$
$$\bar{s}_{H_2O} = 231{,}01 - 8{,}314\ln 0{,}0371 = 258{,}397\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$$
$$\bar{s}_{O_2} = 242{,}12 - 8{,}314\ln 0{,}1546 = 257{,}642\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$$
$$\bar{s}_{N_2} = 226{,}795 - 8{,}314\ln 0{,}7753 = 228{,}911\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$$

Inserindo-se valores nas expressões para a taxa de produção de entropia

$$\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{n}_C} = 8(295{,}481) + 9(258{,}397) + 37{,}5(257{,}642) + 188(228{,}911) - 360{,}79 - 50(218{,}01) - 188(193{,}46)$$
$$= 9754\ \text{kJ/kmol (octano)}\cdot\text{K}$$

A utilização do *IT*, ou programa similar, para resolver o item (b) é deixada como exercício.

1. Para vários gases modelados como gases ideais, o *IT*, ou programa similar, retorna as entropias absolutas necessárias para os balanços de entropia para sistemas reagentes. Os dados de entropia obtidos do *IT*, ou programa similar, estão em acordo com os valores calculados a partir da Eq. 13.23 com dados tabulados.
2. Embora as taxas de produção de entropia calculadas neste exemplo sejam positivas, tal como exige a segunda lei, isto não significa que as reações propostas irão necessariamente ocorrer, para os resultados baseados na hipótese de combustão *completa*. A possibilidade de alcançar combustão completa com determinados reagentes a temperatura e pressão dadas, pode ser investigada pelos métodos do Cap. 14, que trata de equilíbrio químico. Para mais discussões, veja a Seção 14.4.1.

Teste-Relâmpago

Como a temperatura de combustão do produto e a taxa de produção de entropia variam, respectivamente, à medida que o percentual de ar em excesso aumenta? Suponha combustão completa.

Resposta Decresce, cresce.

SISTEMAS FECHADOS. Considere, a seguir, o balanço de entropia para um processo em sistema fechado, durante o qual ocorre uma reação química

$$S_P - S_R = \int \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b + \sigma \qquad (13.25)$$

S_R e S_P representam, respectivamente, a entropia dos reagentes e a entropia dos produtos. Quando os reagentes e os produtos formam misturas de gases ideais, o balanço de entropia pode ser expresso em base *por mol de combustível* como

$$\sum_P n\bar{s} - \sum_R n\bar{s} = \frac{1}{n_C}\int \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b + \frac{\sigma}{n_C} \qquad (13.26)$$

onde os coeficientes n do lado esquerdo são os coeficientes da equação de reação que fornecem os mols para cada reagente ou produto em base *por mol de combustível*. Os termos de entropia serão estimados a partir da Eq 13.23 utilizando-se a temperatura, a pressão e a composição dos reagentes ou dos produtos, conforme o caso. O combustível será misturado com o oxidante, que terá que ser levado em conta quando forem determinadas as pressões parciais dos reagentes. O Exemplo 13.10 fornece uma ilustração da estimativa da variação de entropia para combustão em volume constante.

Exemplo 13.10 VARIAÇÃO DE ENTROPIA PARA COMBUSTÃO A VOLUME CONSTANTE

Determine a variação na entropia do sistema do Exemplo 13.6, em kJ/K.

Solução

Dado: Uma mistura de metano gasoso e oxigênio, inicialmente a 25°C e 1 atm, queima completamente dentro de um recipiente fechado e rígido. Os produtos são resfriados até 900 K e 3,02 atm

Pede-se: Determine a variação de entropia para o processo em kJ/K

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos: Veja a Fig. E13.6

Modelo de Engenharia:

1. O conteúdo do recipiente é adotado como o sistema.
2. A mistura inicial pode ser modelada como uma mistura de gases ideais, assim como os produtos de combustão.
3. A combustão é completa.

Análise: A equação química para a combustão completa do metano com o oxigênio é

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$$

A variação de entropia para o processo em um sistema fechado é $\Delta S = S_P - S_R$, onde S_R e S_P significam, respectivamente, as entropias inicial e final do sistema. Visto que a mistura inicial forma uma mistura de gases ideais (hipótese 2), a entropia dos reagentes pode ser expressa como a soma das contribuições dos componentes, cada qual estimada à temperatura da mistura e à pressão parcial do componente. Ou seja,

$$S_R = 1\bar{s}_{CH_4}(T_1, y_{CH_4}p_1) + 2\bar{s}_{O_2}(T_1, y_{O_2}p_1)$$

onde $y_{CH_4} = 1/3$ e $y_{O_2} = 2/3$ indicam, respectivamente, as frações molares do metano e do oxigênio na mistura inicial. Analogamente, os produtos de combustão formam uma mistura de gases ideais (hipótese 2)

$$S_P = 1\bar{s}_{CO_2}(T_2, y_{CO_2}p_2) + 2\bar{s}_{H_2O}(T_2, y_{H_2O}p_2)$$

onde $y_{CO_2} = 1/3$ e $y_{H_2O} = 2/3$ indicam, respectivamente, as frações molares do dióxido de carbono e do vapor d'água nos produtos de combustão. Nestas equações, p_1 e p_2 indicam, respectivamente, a pressão nos estados inicial e final.

As entropias específicas necessárias para a determinação de S_R podem ser calculadas a partir da Eq. 13.23. Como $T_1 = T_{ref}$ e $p_1 = p_{ref}$, os dados de entropia absoluta da Tabela A-25 podem ser utilizados como se segue:

$$\bar{s}_{CH_4}(T_1, y_{CH_4}p_1) = \bar{s}^\circ_{CH_4}(T_{ref}) - \bar{R}\ln\frac{y_{CH_4}p_{ref}}{p_{ref}}$$

$$= 186{,}16 - 8{,}314\ln\frac{1}{3} = 195{,}294 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$$

Analogamente,

$$\bar{s}_{O_2}(T_1, y_{O_2}p_1) = \bar{s}^\circ_{O_2}(T_{ref}) - \bar{R}\ln\frac{y_{O_2}p_{ref}}{p_{ref}}$$

$$= 205{,}03 - 8{,}314\ln\frac{2}{3} = 208{,}401 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$$

No estado final, os produtos estão a $T_2 = 900$ K e $p_2 = 3{,}02$ atm. Com a Eq. 13.23 e os dados de entropia absoluta das Tabelas A-23,

$$\bar{s}_{CO_2}(T_2, y_{CO_2}p_2) = \bar{s}^\circ_{CO_2}(T_2) - \bar{R}\ln\frac{y_{CO_2}p_2}{p_{ref}}$$

$$= 263{,}559 - 8{,}314\ln\frac{(1/3)(3{,}02)}{1} = 263{,}504 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$$

$$\bar{s}_{H_2O}(T_2, y_{H_2O}p_2) = \bar{s}^\circ_{H_2O}(T_2) - \bar{R}\ln\frac{y_{H_2O}p_2}{p_{ref}}$$

$$= 228{,}321 - 8{,}314\ln\frac{(2/3)(3{,}02)}{1} = 222{,}503 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$$

Finalmente, a variação de entropia para o processo é

$$\Delta S = S_P - S_R$$
$$= [263{,}504 + 2(222{,}503)] - [195{,}294 + 2(208{,}401)]$$
$$= 96{,}414 \text{ kJ/K}$$

Habilidades Desenvolvidas:
Habilidade para...
- aplicar o balanço de entropia em um sistema fechado para um sistema reagente.
- estimar os valores de entropia apropriadamente com base nas entropias absolutas.

Teste-Relâmpago

Aplicando-se o balanço de entropia, Eq. 13.25, o σ é maior, menor ou igual a ΔS?

Resposta É maior

13.5.3 Avaliação da Função de Gibbs para Sistemas Reagentes

A propriedade termodinâmica conhecida como função de Gibbs desempenha um papel na segunda parte deste capítulo, que trata da análise de exergia. A *função de Gibbs específica* $\bar{g}$, apresentada na Seção 11.3, é

$$\bar{g} = \bar{h} - T\bar{s} \tag{13.27}$$

O procedimento adotado para o estabelecimento de uma referência para a função de Gibbs segue de perto o que foi utilizado na definição de entalpia de formação: para cada elemento estável

em um estado-padrão é designado um valor nulo para a função de Gibbs. A ***função de Gibbs de formação*** de um composto é igual à variação da função de Gibbs para a reação na qual o composto é formado a partir dos seus elementos, estando o composto e os elementos a T_{ref} e p_{ref}. As Tabelas A-25 e A-25E fornecem a função de Gibbs de formação, $\bar{g}^\circ_f$, a 25°C (77°F) e 1 atm para determinadas substâncias.

função de Gibbs de formação

A função de Gibbs em um estado que não seja o estado-padrão é determinada ao somar-se à função de Gibbs de formação a variação da função de Gibbs específica $\Delta\bar{g}$ entre o estado-padrão e o estado de interesse

$$\bar{g}(T, p) = \bar{g}^\circ_f + [\bar{g}(T, p) - \bar{g}(T_{ref}, p_{ref})] = \bar{g}^\circ_f + \Delta\bar{g} \tag{13.28a}$$

Com a Eq. 13.27, $\Delta\bar{g}$ pode ser escrita como

$$\Delta\bar{g} = [\bar{h}(T, p) - \bar{h}(T_{ref}, p_{ref})] - [T\bar{s}(T, p) - T_{ref}\bar{s}(T_{ref}, p_{ref})] \tag{13.28b}$$

A função de Gibbs do componente i em uma mistura de gases ideais é estimada à *pressão parcial* do componente i e à temperatura da mistura.

O procedimento para a determinação da função de Gibbs de formação é mostrado no próximo exemplo.

Exemplo 13.11 DETERMINAÇÃO DA FUNÇÃO DE GIBBS DE FORMAÇÃO

Determine a função de Gibbs de formação do metano no estado-padrão, a 25°C e 1 atm, em kJ/kmol, e compare com o valor fornecido na Tabela A-25.

Solução

Dado: O composto é metano.

Pede-se: Determine a função de Gibbs de formação no estado-padrão, em kJ/kmol, e compare com o valor fornecido na Tabela A-25.

Hipóteses: Na formação do metano a partir do carbono e do hidrogênio (H_2), inicialmente o carbono e o hidrogênio estão, cada qual, a 25°C e 1 atm. O metano formado também está a 25°C e 1 atm.

Análise: O metano é formado a partir do carbono e do hidrogênio conforme $C + 2H_2 \rightarrow CH_4$. A variação da função de Gibbs para essa reação é

$$\bar{g}_P - \bar{g}_R = (\bar{h} - T\bar{s})_{CH_4} - (\bar{h} - T\bar{s})_C - 2(\bar{h} - T\bar{s})_{H_2}$$
$$= (\bar{h}_{CH_4} - \bar{h}_C - 2\bar{h}_{H_2}) - T(\bar{s}_{CH_4} - \bar{s}_C - 2\bar{s}_{H_2})$$

onde $\bar{g}_P$ e $\bar{g}_R$ representam, respectivamente, as funções de Gibbs dos reagentes e dos produtos, cada qual por kmol de metano.

Neste caso em particular, todas as substâncias estão às mesmas temperatura e pressão, 25°C e 1 atm, que correspondem a valores do estado de referência-padrão. No estado de referência-padrão, as entalpias e as funções de Gibbs para o carbono e o hidrogênio são nulas por definição. Assim, na equação anterior $\bar{g}_R = \bar{h}_C = \bar{h}_{H_2} = 0$. Além disso, a $\bar{g}_P = (\bar{g}^\circ_f)_{CH_4}$, fornecendo

$$(\bar{g}^\circ_f)_{CH_4} = (\bar{h}^\circ_f)_{CH_4} - T_{ref}(\bar{s}^\circ_{CH_4} - \bar{s}^\circ_C - 2\bar{s}^\circ_{H_2})$$

onde o sobrescrito ° representa propriedades a T_{ref} e p_{ref}. Com os dados de entalpia de formação e de entropia absoluta da Tabela A-25, tem-se

$$(\bar{g}^\circ_f)_{CH_4} = -74.850 - 298{,}15[186{,}16 - 5{,}74 - 2(130{,}57)] = -50.783 \text{ kJ/kmol}$$

A pequena diferença entre o valor calculado através da função de Gibbs de formação do metano e o valor da Tabela A-25 pode ser atribuída a erros de arredondamento.

Teste-Relâmpago

Utilizando o método aplicado neste exemplo, calcule $\bar{g}^\circ_f$ para o oxigênio monoatômico no estado-padrão, em kJ/kmol. Comece escrevendo $\frac{1}{2}O_2 \rightarrow O$.

Resposta 231.750 kJ/kmol.

Exergia Química[1]

O objetivo desta parte do capítulo é estender o conceito de exergia apresentado no Cap. 7 através da consideração do papel da composição química. Para distinguir as considerações presentes daquelas apresentadas anteriormente, digamos que o sistema seja uma dada quantidade de um combustível hidrocarbonado C_aH_b à temperatura T_0 e pressão p_0, e que o ambiente de referência de exergia seja de uma fase de gás a T_0, p_0 constituída de nitrogênio, oxigênio, vapor d'água e dióxido de carbono. Como o sistema está em equilíbrio térmico e mecânico com o ambiente, o valor da exergia seria nulo, como discutimos na Seção 7.3.1. Mais precisamente, poderíamos dizer que a contribuição *termomecânica* para o módulo de exergia tem o valor igual a zero, e para a contribuição *química* relacionada à composição pode ser definida como um valor não-nulo. Este aspecto do conceito de exergia é o tema desta seção.

13.6 Introdução à Exergia Química

A exergia foi introduzida no Cap. 7 através do estudo de um sistema combinado que consista em um sistema de interesse e de um ambiente de referência de exergia. O objetivo do desenvolvimento da Seção 7.3 é uma expressão para o trabalho teórico máximo obtenível pelo sistema combinado quando o sistema chega ao equilíbrio térmico e mecânico com o ambiente. A ***exergia termomecânica*** é esse valor para o trabalho. Começamos esta seção estudando o sistema combinado formado por um ambiente e uma quantidade de combustível hidrocarbonado a T_0 e p_0. O objetivo é avaliar o trabalho obtenível permitindo que o combustível reaja com o oxigênio do ambiente para produção de componentes do ambiente, dióxido de carbono e água, cada qual em seu respectivo estado no ambiente. A ***exergia química*** é, por definição, o trabalho teórico máximo que pode ser desenvolvido pelo sistema combinado. A soma das exergias termomecânica e química resulta na *exergia total* associada a um dado sistema a um estado especificado, relativo a um ambiente de referência de exergia especificada.

exergia termomecânica

exergia química

Exergia Química de um Hidrocarboneto: C_aH_b

Considere um sistema combinado formado por um ambiente e uma quantidade de combustível hidrocarbonado, C_aH_b. A título de ajuda para visualizarmos como se poderia obter trabalho através da reação do combustível com componentes do ambiente, é incluída uma célula de combustível que opera em regime permanente, como mostra a Fig. 13.4. Observando essa figura, vemos que o combustível entra na célula à temperatura T_0 e pressão p_0. O oxigênio entra a partir do ambiente em uma outra posição. Supondo que o ambiente consista em uma mistura de gases ideais, o oxigênio entraria nas condições do ambiente: temperatura T_0 e pressão parcial $y^e_{O_2}p_0$, onde $y^e_{O_2}$ é a fração molar do oxigênio no ambiente de referência de exergia. O combustível e o oxigênio reagem *completamente* dentro da célula para produção de dióxido de carbono e *vapor d'água*, que sai em fluxos separados, nas suas condições do interior do ambiente: temperatura T_0 e pressões parciais, respectivamente, $y^e_{CO_2}p_0$ e $y^e_{H_2O}p_0$. A reação é dada por

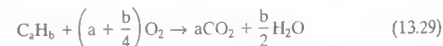



Fig. 13.4 Desenho utilizado para apresentar o conceito de exergia química de combustível.

$$C_aH_b + \left(a + \frac{b}{4}\right)O_2 \rightarrow aCO_2 + \frac{b}{2}H_2O \tag{13.29}$$

Para uma operação em regime permanente, o balanço de taxa de energia para um volume de controle em torno da célula de combustível reduz-se a

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C} + \bar{h}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{h}_{O_2} - a\bar{h}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{h}_{H_2O} \tag{13.30}$$

Os efeitos das energias cinética e potencial são considerados desprezíveis. Como a célula de combustível está operando em regime permanente, seu volume não varia com o tempo, portanto não é necessária qualquer parcela de $\dot{W}_{vc}$ para deslocar o ambiente. Assim, a Eq. 13.30 fornece o trabalho desenvolvido pelo sistema combinado. Admite-se que a transferência de calor só ocorre com o ambiente à temperatura T_0. Um balanço de taxa de entropia para o volume de controle em torno da célula de combustível assume a forma

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}/\dot{n}_C}{T_0} + \bar{s}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{s}_{O_2} - a\bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{s}_{H_2O} + \frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{n}_C} \tag{13.31}$$

[1] O estudo do Cap. 7 é pré-requisito para a compreensão desta parte do capítulo.

A eliminação da taxa de transferência de calor entre as Eqs. 13.30 e 13.31 resulta em

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} = \underline{\left[\bar{h}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{h}_{O_2} - a\bar{h}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{h}_{H_2O}\right]} - T_0\underline{\left[\bar{s}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{s}_{O_2} - a\bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{s}_{H_2O}\right]} - T_0\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{n}_C} \tag{13.32}$$

Na Eq. 13.32, a entalpia e a entropia específicas do combustível são estimadas a T_0 e p_0. Podem-se determinar os valores das entalpias específicas no primeiro termo sublinhado conhecendo-se apenas a temperatura T_0. Para a determinação das entropias específicas no segundo termo sublinhado é preciso saber a temperatura, a pressão e a composição do ambiente. Conseqüentemente, uma vez que o ambiente é especificado, podem-se considerar que todos os termos de entalpia e de entropia da Eq. 13.32 são conhecidos e independentes da natureza dos processos que ocorrem no interior do volume de controle. O termo $T_0\dot{\sigma}_{vc}$, porém, depende explicitamente da natureza de tais processos. De acordo com a segunda lei, $T_0\dot{\sigma}_{vc}$ é positivo sempre que as irreversibilidades internas estiverem presentes, desaparece no caso-limite de não haver irreversibilidades e nunca é negativo. O *valor teórico máximo* para o trabalho desenvolvido é obtido quando não há irreversibilidades presentes. Ao zerar $T_0\dot{\sigma}_{vc}$ na Eq. 13.32, obtemos a seguinte expressão para *exergia química*:

$$\bar{e}^{qui} = \left[\bar{h}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{h}_{O_2} - a\bar{h}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{h}_{H_2O}\right] - T_0\left[\bar{s}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{s}_{O_2} - a\bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{s}_{H_2O}\right] \tag{13.33}$$

O sobrescrito qui é utilizado para distinguir essa contribuição ao módulo da exergia da exergia termomecânica apresentada no Cap. 7.

EQUAÇÕES DE TRABALHO. Por conveniência computacional, pode-se escrever a exergia química fornecida pela Eq. 13.33 como a Eq. 13.35 substituindo-se os termos de entropia específica do O_2, CO_2 e H_2O e utilizando-se a seguinte expressão obtida por simplificação da Eq. 6.20b:

$$\bar{s}_i(T_0, y^e_i p_0) = \bar{s}_i(T_0, p_0) - \bar{R}\ln y^e_i \tag{13.34}$$

O primeiro termo do lado direito é a entropia absoluta a T_0 e p_0, e y^e_i é a fração molar do componente i no ambiente.

Aplicando-se a Eq. 13.34, a Eq. 13.33 torna-se

$$\bar{e}^{qui} = \left[\bar{h}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{h}_{O_2} - a\bar{h}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{h}_{H_2O(g)}\right](T_0, p_0) - T_0\left[\bar{s}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{s}_{O_2} - a\bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{s}_{H_2O(g)}\right](T_0, p_0) + \bar{R}T_0\ln\left[\frac{(y^e_{O_2})^{a+b/4}}{(y^e_{CO_2})^a(y^e_{H_2O})^{b/2}}\right] \tag{13.35}$$

Determinam-se os termos de entalpia específica utilizando-se as entalpias de formação para as respectivas substâncias. As entropias específicas que se apresentam na equação são entropias absolutas determinadas tal como descrevemos na Seção 13.5. O termo logarítmico normalmente contribui apenas com um pequeno percentual para o módulo de exergia química.

A Eq. 13.35 também pode ser expressa em termos das funções de Gibbs das respectivas substâncias como

$$\bar{e}^{qui} = \underline{\left[\bar{g}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{g}_{O_2} - a\bar{g}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{g}_{H_2O(g)}\right](T_0, p_0)} + \bar{R}T_0\ln\left[\frac{(y^e_{O_2})^{a+b/4}}{(y^e_{CO_2})^a(y^e_{H_2O})^{b/2}}\right] \tag{13.36}$$

As funções de Gibbs específicas são estimadas à temperatura T_0 e à pressão p_0 do ambiente. Esses termos podem ser determinados com a Eq. 13.28 como

$$\bar{g}(T_0, p_0) = \bar{g}^\circ_f + [\bar{g}(T_0, p_0) - \bar{g}(T_{ref}, p_{ref})] \tag{13.37}$$

onde $\bar{g}^\circ_f$ é a função de Gibbs de formação. Para o *caso especial* em que T_0 e p_0 são iguais a T_{ref} e p_{ref}, respectivamente, o segundo termo do lado direito da Eq. 13.37 desaparece e a função de Gibbs específica torna-se apenas a função de Gibbs de formação. Finalmente, observe que o termo sublinhado da

Eq. 13.36 pode ser escrito de forma mais compacta como $-\Delta G$: a variação negativa da função de Gibbs para a reação, Eq. 13.29, considerando-se cada substância separadamente à temperatura T_0 e à pressão p_0.

Exergia Química de Outras Substâncias

O método apresentado anteriormente para a estimativa da exergia química de hidrocarbonetos puros também pode ser usado, em princípio, para outras substâncias que não hidrocarbonetos: a exergia química é o trabalho teórico máximo que poderia ser desenvolvido por uma célula de combustível dentro da qual uma substância de interesse entra a T_0 e p_0, e reage completamente com os componentes do ambiente para produzir componentes do ambiente. Todos os componentes do ambiente envolvidos entram e saem da célula em suas condições de ambiente. Ao descrever o ambiente apropriadamente, este método pode ser aplicado para todas as substâncias de interesse prático.[2] Na discussão que se segue, vamos nos limitar ao estudo dos compostos CO, H_2O, N_2, O_2 e CO_2, pois estes compostos participam de reações de combustão elementares que são o foco deste capítulo. Dos cinco compostos, apenas o monóxido de carbono não está entre as substâncias presentes no ambiente que tem sido considerado. Vamos retomar a discusão dos compostos pela ordem listada.

► Fazendo um paralelo ao desenvolvimento da Eq. 13.36 para o caso de monóxido de carbono puro, a T_0 e p_0, a reação no interior da célula é $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$ e a exergia química é dada por

$$\bar{e}^{qui}_{CO} = [\bar{g}_{CO} + \tfrac{1}{2}\bar{g}_{O_2} - \bar{g}_{CO_2}](T_0, p_0) + \bar{R}T_0 \ln\left[\frac{(y^e_{O_2})^{1/2}}{y^e_{CO_2}}\right] \qquad (13.38)$$

Se o monóxido de carbono não for puro mas sim um componente de uma mistura de gases ideais a T_0 e p_0, cada componente i da mistura entraria na célula à temperatura T_0 e com a sua respectiva pressão parcial $y_i p_0$. A contribuição do monóxido de carbono para a exergia química da mistura, por mol de CO, é então dada pela Eq. 13.38 com a fração molar do monóxido de carbono na mistura, y_{CO}, aparecendo no numerador do termo logarítmico que é então reescrito $\ln[y_{CO}(y^e_{O_2})^{1/2}/y^e_{CO_2}]$. Esta consideração é importante quando se avalia a exergia de combustão dos produtos que envolvem o monóxido de carbono.

► Em seguida, considere o caso de água pura a T_0 e p_0. A água está presente como vapor dentro do ambiente em estudo, mas normalmente é um líquido quando está a T_0 e p_0. Assim, a água entraria na célula como um líquido a T_0 e p_0 e sairia como vapor a T_0, $y^e_{H_2O}p_0$, *sem que ocorra qualquer reação na célula*. A exergia química é

$$\bar{e}^{qui}_{H_2O} = [\bar{g}_{H_2O(l)} - \bar{g}_{H_2O(g)}](T_0, p_0) + \bar{R}T_0 \ln\left(\frac{1}{y^e_{H_2O}}\right) \qquad (13.39)$$

► Considere então N_2, O_2, CO_2, cada qual puro a T_0 e p_0. O nitrogênio, o oxigênio e o dióxido de carbono estão presentes dentro do ambiente, e normalmente são gases quando a T_0 e p_0. Para cada caso, o gás entraria na célula a T_0 e p_0 e sairia a T_0, $y^e p_0$, onde y^e é a fração molar de N_2, O_2 ou CO_2 no ambiente, conforme o caso. *Não ocorrerá qualquer reação na célula*. A exergia química é dada simplesmente por um termo logarítmico da forma

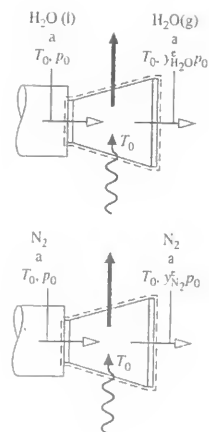
$$\bar{e}^{qui} = \bar{R}T_0 \ln\left(\frac{1}{y^e}\right) \qquad (13.40)$$

► Finalmente, para uma mistura de gases ideais a T_0 e p_0 que consista *apenas* em substâncias presentes como gases no ambiente, a exergia química é obtida pela soma das contribuições de cada um dos componentes. O resultado, por mol de mistura, é

$$\bar{e}^{qui} = \bar{R}T_0 \sum_i y_i \ln\left(\frac{y_i}{y^e_i}\right) \qquad (13.41a)$$

onde y_i e y^e_i indicam, respectivamente, a fração molar do componente i na mistura a T_0 e p_0 e no ambiente. Expressando o termo logarítmico como $(\ln(1/y^e_i) + \ln y_i)$ e introduzindo a Eq. 13.40 para cada gás, podemos escrever a Eq. 13.41a, de forma alternativa, como

$$\bar{e}^{qui} = \sum_i y_i \bar{e}^{qui}_i + \bar{R}T_0 \sum_i y_i \ln y_i \qquad (13.41b)$$

[2] Para discussões adicionais veja M. J. Moran, *Availability Analysis: A Guide to Efficient Energy Use*, ASME Press, Nova York, 1989, p. 169-170.

O desenvolvimento das Eqs. 13.38 a 13.41 é deixado como exercício. Exemplos subseqüentes e problemas no final do capítulo mostrarão seu uso.

13.7 Exergia Química-Padrão

Os ambientes de exergia de referência utilizados até aqui para o cálculo dos valores de exergia são adequados para uma grande gama de aplicações práticas, inclusive a combustão. Porém, para muitos casos de interesse o ambiente deve ser estendido para incluir outras substâncias. Em aplicações que envolvam o carvão, por exemplo, o dióxido de enxofre ou algum outro composto que contenha enxofre pode surgir entre os componentes do ambiente. Além disso, uma vez que o ambiente é determinado, pode ser necessária uma série de cálculos para obtenção dos valores de exergia para as substâncias de interesse. Estas complexidades podem ser evitadas através da utilização de uma tabela de *exergias químicas padrões*.

Os valores de ***exergias químicas-padrão*** são baseados em um ambiente de referência de exergia-padrão que apresenta valores padrões de temperatura ambiente T_0 e pressão p_0 tais como 536,67°R (298,15 K) e 1 atm, respectivamente. O ambiente de referência de exergia também consiste em um conjunto de substâncias de referência com concentrações-padrão que reflitam com a maior proximidade possível a composição química do ambiente natural. Para excluir a possibilidade do desenvolvimento de trabalho através da interação entre partes do ambiente, essas substâncias de referência devem estar em equilíbrio mútuo.

exergia química-padrão

As substâncias de referência geralmente são clasificadas em três grupos: componentes gasosos da atmosfera, substâncias sólidas da crosta terrestre, e substâncias iônicas e não-iônicas dos oceanos. Uma característica comum do ambiente de referência de exergia-padrão é uma fase gasosa, cujo propósito é representar o ar, que inclui N_2, O_2, CO_2, $H_2O(g)$, e outros gases. Supõe-se que o i-ésimo gás presente nessa fase gasosa esteja à temperatura T_0 e à pressão parcial $p^e_i = y^e_i p_0$.

Dois outros ambientes de referência de exergia-padrões costumam ser utilizados, aqui chamados *Modelo I* e *Modelo II*. Para cada um desses modelos, a Tabela A-26 fornece valores de exergia química-padrão para diversas substâncias, em unidades de kJ/kmol, junto a uma breve descrição do raciocínio subjacente. Os métodos empregados para a determinação dos valores de exergias químicas padrões tabulados estão detalhados nas referências que acompanham as tabelas. Apenas um dos dois modelos deve ser utilizado em uma análise.

O uso de uma tabela de exergias químicas padrões muitas vezes simplifica a aplicação dos princípios de exergia. Contudo, o termo "padrão" é de certo modo enganoso, já que não há uma especificação de ambiente que satisfaça *todas* as aplicações. Ainda assim, exergias químicas calculadas em relação a outras especificações de ambiente resultam, em geral, em boa concordância. Para uma ampla faixa de aplicações de engenharia, a conveniência de se utilizarem valores padrões geralmente suplanta a ligeira falta de precisão que essa escolha pode acarretar. Em especial, o efeito de pequenas variações nos valores de T_0 e p_0 em torno de seus valores padrões pode ser desprezado.

Exergia Química-Padrão de um Hidrocarboneto: C_aH_b

Em princípio, pode-se estimar a exergia química-padrão de uma substância que *não* esteja presente no ambiente ao considerar-se uma reação idealizada da substância que envolve outras substâncias para as quais as exergias químicas *são conhecidas*. Para exemplificar isto para o caso de um combustível hidrocarbonado puro C_aH_b a T_0, p_0, observe o volume de controle em regime permanente mostrado na Fig. 13.5, onde o combustível reage com oxigênio para formar dióxido de carbono e *água líquida* de acordo com a Eq. 13.29. Admite-se que todas as substâncias entram e saem a T_0,p_0 e a transferência de calor ocorre apenas à temperatura T_0.

Fig. 13.5 Reator utilizado para apresentar a exergia química-padrão de C_aH_b

Admitindo-se que não haja irreversibilidades, um balanço da taxa de exergia mostra

$$0 = \sum_j \left[1 - \frac{T_0}{T_j}\right]^{0} \left(\frac{\dot{Q}_j}{\dot{n}_C}\right) - \left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C}\right)_{\substack{rev\\int}} + \bar{e}^{qui}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{e}^{qui}_{O_2} - a\bar{e}^{qui}_{CO_2} - \left(\frac{b}{2}\right)\bar{e}^{qui}_{H_2O(l)} - \dot{E}_d^{\,0}$$

onde, tal como antes, o subscrito C indica o combustível. Resolvendo-se a exergia química do combustível, obtém-se

$$\bar{e}^{qui}_C = \left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C}\right)_{\substack{rev\\int}} + a\bar{e}^{qui}_{CO_2} + \left(\frac{b}{2}\right)\bar{e}^{qui}_{H_2O(l)} - \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{e}^{qui}_{O_2} \qquad (13.42)$$

Fazendo um paralelo com o desenvolvimento da Eq. 13.32 para o caso da Fig. 13.5, temos também que

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C}\right)_{\substack{rev\\int}} = \underline{\left[\bar{h}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{h}_{O_2} - a\bar{h}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{h}_{H_2O(l)}\right]}(T_0, p_0)$$

$$- T_0\left[\bar{s}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{s}_{O_2} - a\bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{s}_{H_2O(l)}\right](T_0, p_0) \tag{13.43}$$

O termo sublinhado na Eq. 13.43 é identificado da Seção 13.2 como poder calorífico superior molar $\overline{PCS}$ (T_0, p_0). Substituindo-se a Eq. 13.43 na Eq. 13.42, tem-se

$$\bar{e}_C^{qui} = \overline{PCS}(T_0, p_0) - T_0\left[\bar{s}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{s}_{O_2} - a\bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{s}_{H_2O(l)}\right](T_0, p_0)$$

$$\underline{+ a\bar{e}_{CO_2}^{qui} + \left(\frac{b}{2}\right)\bar{e}_{H_2O(l)}^{qui} - \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{e}_{O_2}^{qui}} \tag{13.44a}$$

As Eqs. 13.42 e 13.43 também podem ser expressas em termos de funções de Gibbs molares, como se segue

$$\bar{e}_C^{qui} = \left[\bar{g}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{g}_{O_2} - a\bar{g}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{g}_{H_2O(l)}\right](T_0, p_0)$$

$$\underline{+ a\bar{e}_{CO_2}^{qui} + \left(\frac{b}{2}\right)\bar{e}_{H_2O(l)}^{qui} - \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{e}_{O_2}^{qui}} \tag{13.44b}$$

Com as Eqs. 13.44, pode-se calcular a exergia química-padrão de um hidrocarboneto C_aH_b utilizando-se as exergias químicas-padrão do O_2, CO_2 e $H_2O(l)$, juntamente com alguns dados de propriedades: o poder calorífico superior e as entropias absolutas, ou as funções de Gibbs. ➡ **POR EXEMPLO...** considere o caso do metano, CH_4 e T_0 = 298,15 K (25°C), p_0 = 1 atm. Para esta aplicação pode-se usar dados da função de Gibbs diretamente da Tabela A-25 e exergias químicas-padrão do CO_2, $H_2O(l)$ e O_2 da Tabela A-26 (Modelo II), já que cada fonte corresponde a 298 K e 1 atm. Com a = 1, b = 4, a Eq. 13.44b gera 831.680 kJ/kmol. Isso confere com o valor listado para o metano na Tabela A-26 para o Modelo II. ⬅

Concluímos a presente discusão notando aspectos especiais das Eqs. 13.44:

- ▶ Em primeiro lugar, a Eq. 13.44a necessita do poder calorífico superior e da entropia absoluta do combustível. Quando faltam dados da compilação das propriedades, como no caso do carvão, do carvão em pó (resultado de queima) e do óleo combustível, pode-se utilizar a abordagem da Eq. 13.44a usando um valor *medido* ou *estimado* do poder calorífico e um valor *estimado* da entropia absoluta do combustível determinada com os procedimentos discutidos na literatura técnica.[3]
- ▶ Em seguida, note que o primeiro termo da Eq. 13.44b envolvendo as funções de Gibbs tem a mesma forma que o primeiro termo da Eq. 13.36, exceto quanto ao fato de que neste caso surge água líquida. Além disso, o primeiro termo da Eq. 13.44b pode ser escrito de forma mais compacta como $-\Delta G$: o negativo da variação da função de Gibbs para a reação.
- ▶ Finalmente, observe que apenas os termos sublinhados da Eq. 13.44 necessitam de dados de exergia química relativos ao modelo escolhido para o ambiente de referência de exergia.

No Exemplo 13.12 comparamos a utilização da Eq. 13.36 e da Eq. 13.44b para a estimativa da exergia química de um combustível hidrocarbonado puro.

Exemplo 13.12 ESTIMANDO A EXERGIA QUÍMICA DO OCTANO

Determine a exergia química do octano líquido a 25°C e 1 atm, em kJ/kg. (a) Utilizando a Eq. 13.36, estime a exergia química para um ambiente que consista em uma fase gasosa a 25°C e 1 atm, obedecendo ao modelo de gás ideal com a seguinte composição em base molar: N_2, 75,67%; O_2, 20,35%; H_2O, 3,12%; CO_2, 0,03%; outros, 0,83%. (b) Estime a exergia química utilizando a Eq. 13.44b e as exergias químicas-padrão da Tabela A-26 (Modelo II).

Solução

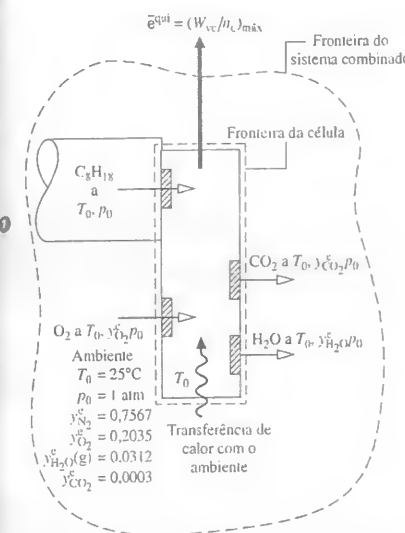
Dado: O combustível é octano líquido.

[3]Veja, por exemplo, A. Bejan, G. Tsatsaronis e M. J. Moran, *Thermal Design and Optimization*, Wiley, Nova York, 1996, Seção 3.4.3.

Pede-se: Determine a exergia química (a) utilizando a Eq. 13.36 em relação a um ambiente que consiste em uma fase gasosa a 25°C e 1 atm, com uma composição especificada, (b) utilizando a Eq. 13.44b e exergias químicas-padrão.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E13.12

Modelo de Engenharia: Como mostra a Fig. E13.12, o ambiente para o item (a) consiste em uma mistura de gases ideais com a análise molar: N_2, 75,67%, O_2, 20,35%; H_2O, 3,12%; CO_2, 0,03%; outros, 0,83%. Para o item (b), aplica-se o Modelo II da Tabela A-26.

Análise: A combustão completa do octano líquido com O_2 é descrito como

$$C_8H_{18}(l) + 12{,}5O_2 \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O$$

(a) Para esta equação de reação, a Eq. 13.36 toma a forma

$$\bar{e}^{qui} = [\bar{g}_{C_8H_{18}(l)} + 12{,}5\bar{g}_{O_2} - 8\bar{g}_{CO_2} - 9\bar{g}_{H_2O(g)}](T_0, p_0)$$
$$+ \bar{R}T_0 \ln\left[\frac{(y^e_{O_2})^{12,5}}{(y^e_{CO_2})^8 (y^e_{H_2O(g)})^9}\right]$$

Como $T_0 = T_{ref}$ e $p_0 = p_{ref}$, as funções específicas de Gibbs necessárias são apenas as funções de Gibbs de formação da Tabela A-25. Com uma dada composição do ambiente e os dados da Tabela A-25, a equação anterior fornece

$$\bar{e}^{qui} = [6610 + 12{,}5(0) - 8(-394.380) - 9(-228.590)]$$
$$+ 8{,}314(298{,}15)\ln\left[\frac{(0{,}2035)^{12,5}}{(0{,}0003)^8(0{,}0312)^9}\right]$$
$$= 5.218.960 + 188{,}883 = 5.407.843 \text{ kJ/kmol}$$

❷ Dividindo-se pelo peso molecular, obtém-se a exergia química em uma base por unidade de massa

$$e^{qui} = \frac{5.407.843}{114{,}22} = 47.346 \text{ kJ/kg}$$

(b) Utilizando-se os coeficientes da equação de reação anterior, a Eq. 13.44b resulta em

❸
$$\bar{e}^{qui} = [\bar{g}_{C_8H_{18}(l)} + 12{,}5\bar{g}_{O_2} - 8\bar{g}_{CO_2} - 9\bar{g}_{H_2O(l)}](T_0, p_0)$$
$$+ 8\bar{e}^{qui}_{CO_2} + 9\bar{e}^{qui}_{H_2O(l)} - 12{,}5\bar{e}^{qui}_{O_2}$$

Com os dados da Tabela A-25 e o Modelo II da Tabela A-26, a equação anterior fornece

$$\bar{e}^{qui} = [6610 + 12{,}5(0) - 8(-394.380) - 9(-237.180)]$$
$$+ 8(19.870) + 9(900) - 12{,}5(3970)$$
$$= 5.296.270 + 117.435 = 5.413.705 \text{ kJ/kmol}$$

Como se esperava, este valor reproduz quase exatamente o valor listado para o octano na Tabela A-26 (Modelo II). Dividindo-se pelo peso molecular, a exergia química é obtida em uma base por unidade de massa

$$e^{qui} = \frac{5.413.705}{114{,}22} = 47.397 \text{ kJ/kg}$$

As exergias químicas determinadas pelas duas abordagens utilizadas nos itens (a) e (b) resultaram bem próximas

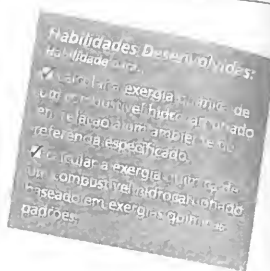
① A análise molar do ambiente do item (a) em base *seca* resultou em O_2: 21% e N_2, CO_2 e outros componentes secos: 79% Isto condiz com a análise a seco do ar utilizada por todo o capítulo O vapor d'água presente nesse ambiente corresponde à quantidade de vapor que poderia estar presente na fase gasosa saturada com água a temperatura e pressão especificadas.

② O valor do termo logaritmo da Eq. 13.36 depende da composição do ambiente. Neste caso, esse termo contribui com cerca de 3% do módulo da exergia química. A contribuição do termo logaritmo geralmente é pequena Em tais casos, pode-se obter uma aproximação satisfatória para a exergia química omitindo-se esse termo

③ Os termos das Eqs 13.36 e 13.44b que envolvem funções de Gibbs têm a mesma forma, exceto $\bar{g}_{H_2O}$, que aparece na Eq 13.36 para o vapor d'água e na Eq. 13.36 para água líquida.

Teste-Relâmpago

Neste caso o poder calorífico superior (PCS) poderia fornecer uma estimativa plausível para a exergia química?

Resposta Sim, esta é aproximadamente 1% maior que o valor calculado no item (a).

Exergia Química-Padrão de Outras Substâncias

Traçando um paralelo com o desenvolvimento feito anteriormente para combustíveis hidrocarbonados que conduziu à Eq. 13 44b, podemos, em princípio, determinar a exergia química-padrão de qualquer substância não presente no ambiente. Com tal substância desempenhando o papel de combustível no desenvolvimento anterior, consideramos uma reação da substância envolvendo outras substâncias para as quais as exergias químicas-padrão *são conhecidas*, e escrevemos

$$\bar{e}^{qui} = -\Delta G + \sum_{P} n\bar{e}^{qui} - \sum_{R} n\bar{e}^{qui} \qquad (13.45)$$

onde ΔG é a variação da função de Gibbs para a reação, considerando-se cada substância em separado à temperatura T_0 e pressão p_0. O termo sublinhado corresponde ao termo sublinhado da Eq. 13.44b e é estimado por meio das exergias químicas padrões *conhecidas*, em conjunto com os n que fornecem os mols desses reagentes e produtos por mol da substância cuja exergia química está sendo estimada.

➡ **POR EXEMPLO...** considere o caso da amônia, NH_3 e T_0 = 298,15 K (25°C), p_0 = 1 atm. Fazendo o NH_3 desempenhar o papel de hidrocarboneto no desenvolvimento que conduziu à Eq 13.44b, podemos considerar qualquer reação de NH_3 que envolva outras substâncias para as quais as exergias químicas-padrão são conhecidas Para a reação

$$NH_3 + \tfrac{3}{4}O_2 \rightarrow \tfrac{1}{2}N_2 + \tfrac{3}{2}H_2O$$

A Eq 13.45 toma a forma

$$\bar{e}^{qui}_{NH_3} = [\bar{g}_{NH_3} + \tfrac{3}{4}\bar{g}_{O_2} - \tfrac{1}{2}\bar{g}_{N_2} - \tfrac{3}{2}\bar{g}_{H_2O(l)}](T_0, p_0) + \tfrac{1}{2}\bar{e}^{qui}_{N_2} + \tfrac{3}{2}\bar{e}^{qui}_{H_2O(l)} - \tfrac{3}{4}\bar{e}^{qui}_{O_2}$$

Utilizando-se os dados da função de Gibbs da Tabela A-25 e exergias químicas-padrão para O_2, N_2 e H_2O(l) da Tabela A-26 (Modelo II), $\bar{e}^{qui}_{NH_3}$ = 337 910 kJ/kmol. Isto é bem próximo do valor listado para a amônia na Tabela A-26 para o Modelo II ⬅

Finalmente, note que a Eq 13 41b é válida para misturas que contenham outros gases que não aqueles presentes no ambiente de referência, como, por exemplo, combustíveis gasosos Esta equação também pode ser aplicada a misturas (e soluções) que não sigam o modelo de gás ideal. Em todas essas aplicações, os termos $\bar{e}^{qui}_i$ são selecionados a partir de uma tabela de exergias químicas padrões.

13.8 Resumo de Exergia

A exergia associada a um determinado estado de um sistema é a soma de duas contribuições: a contribuição termomecânica apresentada no Cap 7 e a contribuição química apresentada neste capítulo Em uma base por unidade de massa, a ***exergia total*** é

exergia total

$$e = \underline{(u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz} + e^{qui} \qquad (13.46)$$

onde o termo sublinhado é a contribuição termomecânica (Eq. 7.2) e e^{qui} é a contribuição química estimada tal como na Seção 13.6 ou 13 7 Analogamente, o fluxo de exergia específica associada a um dado estado é a soma

$$e_f = \underline{h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz} + e^{qui} \qquad (13.47)$$

onde o termo sublinhado é a contribuição termomecânica (Eq. 7.14) e e^{qui} é a contribuição química

Quando se avaliam as contribuições termomecânicas, pode-se pensar em trazer o sistema sem modificações na composição de um dado estado até T_0, p_0, a condição em que o sistema está em equilíbrio térmico e mecânico com o ambiente. Dependendo da natureza do sistema, isto pode ser uma condição *hipotética*.

Quando se estima a diferença na exergia ou no fluxo de exergia entre estados de igual composição, a contribuição química se cancela, restando apenas a diferença nas contribuições termomecânicas Para tais cálculos, é desnecessário estimar a exergia química explicitamente. Porém, para muitas estimativas torna-se necessário levar em conta explicitamente a contribuição da exergia química. Isso será apresentado nos exemplos subseqüentes.

Ilustrações

Exemplo 13.13 ESTIMANDO O FLUXO DE EXERGIA DE UM VAZAMENTO DE VAPOR

Vapor a 5 bar (5,0 · 10^5 Pa) e 240°C vaza de uma linha de uma usina termoelétrica a vapor. Estime o fluxo de exergia do vapor, em kJ/kg, relativo ao ambiente a 25°C e 1 atm no qual a fração molar do vapor d'água é de $y^e_{H_2O}$ = 0,0303.

Solução

Dado: O vapor d'água é especificado em um estado conhecido. O ambiente também é descrito.

Pede-se: Determine o fluxo de exergia do vapor d'água, em kJ/kg.

Modelo de Engenharia:

1. O ambiente consiste em uma fase de gás que obedece ao modelo de gás ideal. A fração molar do vapor d'água no ambiente é de 0,0303.
2. Despreze os efeitos de movimento e de gravidade.

Análise: Com a hipótese 2, o fluxo de exergia específica é dado pela Eq. 13.47 como

$$e_f = \underline{(h - h_0) - T_0(s - s_0)} + e^{qui}$$

O termo sublinhado é a contribuição termomecânica ao fluxo de exergia, estimado tal como no Cap. 7. Com os dados das tabelas de vapor e observando que a água é líquida a T_0, p_0, temos

$$h - h_0 - T_0(s - s_0) = (2939{,}9 - 104{,}9) - 298(7{,}2307 - 0{,}3674) = 789{,}7 \text{ kJ/kg}$$

onde h_0 e s_0 são aproximados aos valores de líquido saturado a T_0.

A contribuição da exergia química ao fluxo de exergia em relação a um ambiente especificado é estimada por meio da Eq. 13.39. Com os dados da Tabela A-25

$$e^{qui} = \frac{1}{M}\left\{[\bar{g}_{H_2O(l)} - \bar{g}_{H_2O(g)}](T_0, p_0) + \bar{R}T_0 \ln\left(\frac{1}{y^e_{H_2O}}\right)\right\}$$

$$= \frac{1}{18}\left\{[-237.180 - (-228{,}590)] + (8{,}314)(298)\ln\left(\frac{1}{0{,}0303}\right)\right\}$$

$$= \frac{73{,}1 \text{ kJ/kmol}}{18 \text{ kg/kmol}} = 4{,}1 \text{ kJ/kg}$$

Somando-se as contribuições termomecânica e química, o fluxo de exergia do vapor no estado especificado é

$$e_f = 789{,}7 + 4{,}1 = 793{,}8 \text{ kJ/kg}$$

Neste caso, a exergia química contribui com menos de 1% para o módulo do fluxo de exergia total.

Teste-Relâmpago

Se a vazão mássica do vazamento de vapor é de 0,06 kg/s e o fluxo de exergia é precificado em US$0,08/kW · h, qual é o valor de um dia de perda de vapor?

Resposta US$91/dia.

No Exemplo 13.14, estima-se o fluxo de exergia dos produtos de combustão.

Exemplo 13.14 ESTIMANDO O FLUXO DE EXERGIA DE PRODUTOS DE COMBUSTÃO

Gás metano entra no reator e queima completamente com 140% de ar teórico. Os produtos de combustão saem como uma mistura à temperatura T e à pressão de 1 atm. Para T = 865°R (207°C) e 2820°R (1293°C), estime o fluxo de exergia dos produtos de combustão, em Btu por lbmol de combustível. Efetue os cálculos relativos a um ambiente que consista em uma mistura de gases ideais a 77°F (25°C) e 1 atm com a análise molar, $y^e_{N_2} = 0{,}7567$, $y^e_{O_2} = 0{,}2035$, $y^e_{H_2O} = 0{,}0303$, $y^e_{CO_2} = 0{,}0003$.

Solução

Dado: O gás metano reage completamente com 140% de quantidade teórica de ar. Os produtos de combustão saem do reator a 1 atm e a uma temperatura especificada. O ambiente também é especificado.

Pede-se: Determine o fluxo de exergia dos produtos de combustão, em Btu por lbmol de combustível, para cada uma das duas temperaturas fornecidas.

Modelo de Engenharia:

1. Os produtos de combustão são modelados como uma mistura de gases ideais para todos os estados considerados.
2. Despreze os efeitos de movimento e de gravidade.

Análise: Para 140% de ar teórico, a equação de reação para a combustão completa do metano é

$$CH_4 + 2{,}8(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 10{,}53N_2 + 0{,}8O_2$$

O fluxo de exergia é dado pela Eq. 13.47, que envolve contribuições químicas e termomecânicas. Como os produtos de combustão ❶ formam uma mistura de gases ideais quando estão a T_0, p_0 (hipótese 1) e cada componente está presente no ambiente, a contribuição da exergia química, por mol de combustível, é obtida a partir da seguinte expressão decorrente da Eq. 13.41a

$$\bar{e}^{qui} = \bar{R}T_0\left[1\ln\left(\frac{y_{CO_2}}{y^e_{CO_2}}\right) + 2\ln\left(\frac{y_{H_2O}}{y^e_{H_2O}}\right) + 10{,}53\ln\left(\frac{y_{N_2}}{y^e_{N_2}}\right) + 0{,}8\ln\left(\frac{y_{O_2}}{y^e_{O_2}}\right)\right]$$

Da equação de reação, as frações molares dos componentes dos produtos são $y_{CO_2} = 0{,}0698$; $y_{H_2O} = 0{,}1396$; $y_{N_2} = 0{,}7348$; $y_{O_2} = 0{,}0558$. Substituindo esses valores em conjunto com as respectivas frações molares do ambiente, obtemos $\bar{e}^{qu} = 7637$ Btu por lbmol de combustível.

Aplicando-se os princípios de uma mistura de gases ideais, a contribuição termomecânica ao fluxo de exergia, por mol de combustível, é

$$\begin{aligned}\bar{h} - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) = & [\bar{h}(T) - \bar{h}(T_0) - T_0(\bar{s}^\circ(T) - \bar{s}^\circ(T_0) - \bar{R}\ln(y_{CO_2}p/y_{CO_2}p_0))]_{CO_2} \\ & + 2[\bar{h}(T) - \bar{h}(T_0) - T_0(\bar{s}^\circ(T) - \bar{s}^\circ(T_0) - \bar{R}\ln(y_{H_2O}p/y_{H_2O}p_0))]_{H_2O} \\ & + 10{,}53[\bar{h}(T) - \bar{h}(T_0) - T_0(\bar{s}^\circ(T) - \bar{s}^\circ(T_0) - \bar{R}\ln(y_{N_2}p/y_{N_2}p_0))]_{N_2} \\ & + 0{,}8[\bar{h}(T) - \bar{h}(T_0) - T_0(\bar{s}^\circ(T) - \bar{s}^\circ(T_0) - \bar{R}\ln(y_{O_2}p/y_{O_2}p_0))]_{O_2}\end{aligned}$$

Como $p = p_0$, cada termo logarítmico é eliminado e, com os dados $\bar{h}$ e $\bar{s}^\circ$ a T_0 da Tabela A-23E, a contribuição termomecânica resulta em

$$\begin{aligned}\bar{h} - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) = & [\bar{h}(T) - 4027{,}5 - 537(\bar{s}^\circ(T) - 51{,}032)]_{CO_2} \\ & + 2[\bar{h}(T) - 4258 - 537(\bar{s}^\circ(T) - 45{,}079)]_{H_2O} \\ & + 10{,}53[\bar{h}(T) - 3729{,}5 - 537(\bar{s}^\circ(T) - 45{,}743)]_{N_2} \\ & + 0{,}8[\bar{h}(T) - 3725{,}1 - 537(\bar{s}^\circ(T) - 48{,}982)]_{O_2}\end{aligned}$$

Então, com $\bar{h}$ e $\bar{s}^\circ$ da Tabela A-23E a T = 865 e 2820°R, respectivamente, são obtidos os seguintes resultados:

$$T = 865°\text{R}: \bar{h} - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) = 7622 \text{ Btu por lbmol de combustível}$$

$$T = 2820°\text{R}: \bar{h} - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) = 169.319 \text{ Btu por lbmol de combustível}$$

Somando-se as duas contribuições, o fluxo de exergia dos produtos de combustão para cada um dos estados especificados é

$$T = 865°\text{R}: \bar{e}_f = 15.259 \text{ Btu por lbmol de combustível}$$

❷ $$T = 2820°\text{R}: \bar{e}_f = 176.956 \text{ Btu por lbmol de combustível}$$

---

❶ Este é um estado *hipotético* para os produtos de combustão porque a condensação de algum vapor d'água presente iria ocorrer quando os produtos fossem trazidos para T_0, p_0. Uma estimativa da exergia, em que se leva em conta explicitamente tal condensação, é considerada em Bejan, Tsatsaronis e Moran, *Thermal Design and Optimization*, p. 128, p. 138.

❷ A contribuição química para o fluxo de exergia é relativamente pouco importante no caso de temperaturas mais altas, totalizando apenas cerca de 4% do fluxo de exergia. A exergia química, no entanto, é responsável por cerca de metade da exergia no caso de temperaturas mais baixas.

Teste-Relâmpago

Se o combustível entra com uma vazão mássica de 28 lb/h, determine o fluxo de exergia dos gases de combustão existentes para o item (b), em Btu/h.

Resposta 3,1 × 10⁵ Btu/h.

Os dois exemplos a seguir ilustram os princípios de exergia considerados anteriormente. No Exemplo 13.13, é aplicada a Eq. 13.47 para se estimar o fluxo de exergia específica de um vazamento de vapor.

13.9 Eficiências Exergéticas (Segunda Lei) de Sistemas Reagentes

Dispositivos projetados para trabalhar através da utilização de um processo de combustão, tal como em usinas termoelétricas a vapor e a gás e em motores de combustão interna, invariavelmente têm irreversibilidades e perdas associadas às suas operações. Conseqüentemente, dispositivos reais produzem trabalho igual a apenas uma fração do valor máximo teórico que se pode obter em circunstâncias idealizadas. A análise da Seção 8.6 sobre exergia de usinas termoelétricas a vapor e a análise sobre exergia de ciclo combinado do Exemplo 9.13 fornecem exemplos.

O desempenho de dispositivos para a realização de trabalho pode ser avaliado como a razão do trabalho real desenvolvido pelo trabalho teórico máximo. Essa razão é um tipo de *eficiência exergética* (*segunda lei*). A relativamente baixa eficiência exergética apresentada por muitos dispositivos de produção de potência mais comuns sugere que podem ser possíveis maneiras termodinamicamente mais econômicas de se utilizar o combustível para geração de potência. Porém, esforços nesta direção devem ser pautados pelos imperativos econômicos que regem o emprego prático de todos os dispositivos. O compromisso entre a economia de combustível e os custos adicionais necessários para o alcance dessas economias devem ser cuidadosamente pesados.

A célula de combustível fornece um exemplo de um dispositivo relativamente eficiente no consumo de combustível. Observamos anteriormente (Seção 13.4) que as reações químicas em células de combustíveis são mais controladas que as reações rápidas de combustão, altamente irreversíveis, que ocorrem em dispositivos de produção de potência convencionais. Em princípio, as células de combustível podem alcançar eficiências exergéticas maiores que muitos desses dispositivos.

Exemplo 13.15 EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Conceba e avalie a eficiência exergética do motor de combustão interna do Exemplo 13.4. Para o combustível, utilize o valor de exergia química determinado no Exemplo 13.12(a).

Solução

Dado: Octano líquido e a quantidade teórica de ar entram em um motor de combustão interna que opera em regime permanente, em fluxos separados a 77°F (25°C) e 1 atm, e queimam completamente. Os produtos de combustão saem a 1140°F (615°C). A potência desenvolvida pelo motor é de 50 hp (37,3 kW) e a vazão mássica é de 0,004 lb/s (0,0018 kg/s).

Pede-se: Conceba e avalie a eficiência exergética do motor utilizando o valor da exergia química do combustível determinado no Exemplo 13.12(a).

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos: Veja a Fig. E13.4.

Modelo de Engenharia:

1. Veja as hipóteses listadas na solução do Exemplo 13.4.
2. O ambiente é o mesmo utilizado no Exemplo 13.12(a).
3. O ar de combustão entra na condição do ambiente.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise: Um balanço de exergia pode ser usado na formulação de uma eficiência exergética para o motor. Em regime permanente, a taxa na qual a exergia entra no motor iguala-se à taxa na qual a exergia sai somada à taxa na qual a exergia é destruída no interior do motor. À medida que o ar de combustão entra na condição do ambiente, e portanto com exergia nula, a exergia entra no motor apenas com o combustível. A exergia sai do motor acompanhando o calor e o trabalho, e com os produtos de combustão.

Se tomarmos a potência desenvolvida como sendo o *produto* do motor, e olharmos a transferência de calor e os produtos gasosos de saída como *perdas*, uma expressão para eficiência exergética que mede quanto da exergia de entrada do combustível no motor é convertido em produtos é

① $$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{E}_C}$$

onde $\dot{E}_C$ indica a taxa pela qual a exergia entra com o combustível.

Como o combustível entra no motor a 77°F e 1 atm, que correspondem aos valores de T_0 e p_0 do ambiente, e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis, a exergia do combustível é apenas a exergia química estimada no Exemplo 13.12(a). Não há contribuição termomecânica. Assim,

$$\dot{E}_C = \dot{m}_C e^{qui} = \left(0{,}004\frac{lb}{s}\right)\left(47.346\frac{kJ}{kg}\right)\left|\frac{Btu/lb}{2{,}326\ kJ/kg}\right| = 81{,}42\frac{Btu}{s}$$

A eficiência exergética é, então,

$$\varepsilon = \left(\frac{50\ hp}{81{,}42\ Btu/s}\right)\left|\frac{2545\ Btu/h}{1\ hp}\right|\left|\frac{1\ h}{3600\ s}\right| = 0{,}434\ (43{,}4\%)$$

① O "calor perdido" de grandes motores pode ser utilizado por algum outro dispositivo — por exemplo, uma bomba de calor por absorção. Em tais casos, parte da exergia que acompanha a transferência de calor e o produto gasoso de saída pode ser incluída no numerador da expressão de eficiência exergética. Como uma grande parte da exergia do combustível de entrada pode ser utilizada em tais arranjos, o valor de ε será maior que o estimado na solução.

Teste-Relâmpago

Para o motor de combustão interna, liste fontes de perda de exergia.

Resposta Fluxo de exergia dos produtos de combustão de saída, perda de exergia associada à transferência de calor ao ambiente.

No próximo exemplo, avalia-se a eficiência exergética de um reator.

Exemplo 13.16 EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DE UM REATOR

Para o reator do Exemplo 13.9, determine a destruição da exergia, in kJ por kmol de combustível, e conceba e estime a eficiência exergética. Considere **(a)** combustão completa com a quantidade teórica de ar e **(b)** combustão completa com 400% de ar teórico. Para o combustível, utilize o valor de exergia química determinado no Exemplo 13.12(a).

Solução

Dado: Octano líquido e ar, cada qual a 25°C e 1 atm, queimam completamente em um reator bem isolado que opera em regime permanente. Os produtos de combustão saem à pressão de 1 atm.

Pede-se: Determine a exergia de destruição, em kJ por kmol de combustível, e calcule a eficiência exergética para a combustão completa com (a) a quantidade teórica de ar, (b) 400% de ar teórico.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos: Veja a Fig. E13.9.

Modelo de Engenharia:

1. Veja as hipóteses listadas na solução do Exemplo 13.9.
2. O ambiente é o mesmo que o utilizado no Exemplo 13.12(a).
3. O ar de combustão entra na condição do ambiente.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise: Um balanço de exergia pode ser usado na formulação de uma eficiência exergética: em regime permanente, a taxa na qual a exergia entra no reator equivale à taxa na qual a exergia sai somada à taxa na qual a exergia é destruída no interior do reator. Como o ar de combustão entra na condição do ambiente, e assim com exergia nula, a exergia entra no reator apenas com o combustível. O reator é bem isolado, portanto não há transferência de exergia acompanhando a transferência de calor. Também não há trabalho $\dot{W}_{vc}$. Em consequência, a exergia sai do motor apenas com os produtos de combustão. Uma expressão para a eficiência exergética pode ser escrita como

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{produtos}}{\dot{E}_C}$$

onde $\dot{E}_C$ é a taxa pela qual a exergia entra com o combustível e $\dot{E}_{produtos}$ é a taxa pela qual a exergia sai com os produtos de combustão. Utilizando o balanço de exergia para o reator, descrito antes em palavras, podemos, como alternativa, escrever a expressão da eficiência exergética alternativamente como

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_C - \dot{E}_d}{\dot{E}_C} = 1 - \frac{\dot{E}_d}{\dot{E}_C}$$

O termo de exergia de destruição que surge na última expresão pode ser encontrado a partir da relação

$$\frac{\dot{E}_d}{\dot{n}_C} = T_0\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{n}_C}$$

em que T_0 é a temperatura do ambiente e $\dot{\sigma}_{vc}$ é a taxa de produção de entropia. A taxa de produção de entropia é estimada na solução do Exemplo 13.9 para cada um dos dois casos. Para o caso de combustão completa com a quantidade teórica de ar,

$$\frac{\dot{E}_d}{\dot{n}_C} = (298\ K)\left(5404\frac{kJ}{kmol\cdot K}\right) = 1.610.392\frac{kJ}{kmol}$$

Analogamente, para o caso da combustão com 400% de quantidade teórica de ar,

$$\frac{\dot{E}_d}{\dot{n}_C} = (298)(9754) = 2.906.692\frac{kJ}{kmol}$$

Como o combustível entra no reator a 25°C e 1 atm, que correspondem aos valores de T_0 e p_0 do ambiente, e os efeitos cinéticos e potenciais são desprezíveis, a exergia do combustível é apenas a exergia química estimada no Exemplo 13.12(a). Não há contribuição termomecânica. Assim, para o caso da combustão completa com a quantidade teórica de ar,

$$\varepsilon = 1 - \frac{1.610.392}{5.407.843} = 0{,}702\ (70{,}2\%)$$

① Analogamente, para o caso de combustão completa com 400% da quantidade teórica de ar,

$$\varepsilon = 1 - \frac{2.906.692}{5.407.843} = 0{,}463\ (46{,}3\%)$$

① Os valores de eficiência calculados mostram que uma substancial parcela da exergia do combustível é destruída no processo de combustão. No caso da combustão com a quantidade teórica de ar, cerca de 30% da exergia do combustível são destruídos. No caso do ar em excesso, mais de 50% da exergia do combustível são destruídos. Mais destruições de exergia podem ocorrer à medida que os gases quentes forem utilizados. Deve estar claro, portanto, que a conversão geral a partir da entrada de combustível até a saída dos produtos terá uma eficiência exergética relativamente baixa. A análise de exergia de usinas termoelétricas a vapor da Seção 8.6 exemplifica esse ponto.

Teste-Relâmpago

Liste os fatores que contribuem para a destruição de exergia dentro do volume de controle.

Resposta Mistura espontânea do combustível com o ar, transferência de calor espontânea dentro do volume de controle, reação química espontânea.

Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo aplicamos os princípios da termodinâmica a sistemas que envolvem reações químicas, com ênfase nos sistemas que envolvam a combustão de combustíveis hidrocarbonados. Também expandimos a noção de exergia para incluir a exergia química.

A primeira parte do capítulo começa com uma discussão dos conceitos e terminologias relacionados com os combustíveis, o ar de combustão e os produtos de combustão. Em seguida, foi considerada a aplicação de balanços de energia a sistemas reagentes, incluindo volumes de controle em regime permanente e sistemas fechados. Para estimar as entalpias específicas necessárias em tais aplicações, apresentamos e exemplificamos o conceito de entalpia de formação. A determinação da temperatura adiabática de chama foi considerada uma aplicação.

Também é discutida a utilização da segunda lei da termodinâmica. Desenvolvemos o conceito de entropia absoluta para fornecer as entropias específicas necessárias aos balanços de entropia de sistemas que envolvam reações químicas. Foi apresentado o conceito relacionado da função de Gibbs de formação. A primeira parte do capítulo também traz uma discussão a respeito de células de combustível.

Na segunda parte do capítulo, ampliamos o conceito de exergia, vista no Cap. 7, ao apresentar a exergia química. Também discutimos o conceito de exergia química-*padrão*. Foram desenvolvidos e exemplificados meios para a estimativa das exergias químicas de combustíveis hidrocarbonados e de outras substâncias. A apresentação termina com uma discussão sobre eficiências exergéticas de sistemas reagentes.

A lista a seguir fornece um guia de estudo para este capítulo. Ao terminar o estudo do texto e dos exercícios do final do capítulo, você estará apto a

- ✓ escrever por extenso o significado dos termos listados nas margens em todo o capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de conceitos chaves listados a seguir é particularmente importante.
- ✓ determinar as equações de reações balanceadas para a combustão de combustíveis hidrocarbonados, incluindo a combustão completa e incompleta a vários percentuais de ar teórico.
- ✓ aplicar balanços de energia a sistemas que envolvam reações químicas, incluindo a estimativa de entalpia por meio da Eq. 13.9 e a estimativa da temperatura adiabática de chama.
- ✓ aplicar balanços de energia a sistemas que envolvam reações químicas, incluindo a estimativa da entropia produzida.
- ✓ estimar a exergia química de combustíveis hidrocarbonados e de outras substâncias, utilizando as Eqs. 13.35 e 13.36, assim como a exergia química-padrão, utilizando as Eqs. 13.44 e 13.45.
- ✓ aplicar análises de exergia, incluindo a exergia química e a estimativa de eficiências exergéticas.

Conceitos Fundamentais na Engenharia

combustão completa
razão ar-combustível
ar teórico
percentual de ar teórico
análise de produtos a seco
entalpia de formação
poder calorífico
temperatura adiabática de chama
célula de combustível
entropia absoluta
exergia química
exergia química-padrão

Equações Principais

$AC = \overline{AC}\left(\dfrac{M_{ar}}{M_{comb}}\right)$	(13.2)	Relação entre as razões de ar-combustível em bases mássica e molar
$\bar{h}(T,p) = \bar{h}_f^\circ + [\bar{h}(T,p) - \bar{h}(T_{ref}, p_{ref})] = \bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h}$	(13.9)	Cálculo da entalpia a T e p em termos da entalpia de formação
$\dfrac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C} - \dfrac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} = \sum_P n_s(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_s - \sum_R n_e(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_e$	(13.15b)	Balanço de taxa de energia para um volume de controle em regime permanente por mol de combustível que entra
$Q - W = \sum_P n(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h}) - \sum_R n(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h}) - \bar{R}T_P \sum_P n + \bar{R}T_R \sum_R n$	(13.17b)	Balanço de energia de um sistema fechado
$\bar{s}(T,p) = \bar{s}^\circ(T) - \bar{R}\ln\dfrac{p}{p_{ref}}$	(13.22)	Entropia absoluta de um gás ideal (em base molar) a T, p
$\bar{s}_i(T,p_i) = \bar{s}_i^\circ(T) - \bar{R}\ln\dfrac{y_i p}{p_{ref}}$	(13.23)	Entropia absoluta para o componente i de uma mistura de gases ideais (em base molar) a T, p
$\bar{g}(T,p) = \bar{g}_f^\circ + [\bar{g}(T,p) - \bar{g}(T_{ref}, p_{ref})] = \bar{g}_f^\circ + \Delta\bar{g}$ onde	(13.28a)	Cálculo da função de Gibbs a T, p em termos da função de Gibbs de formação
$\Delta\bar{g} = [\bar{h}(T,p) - \bar{h}(T_{ref}, p_{ref})] - [T\bar{s}(T,p) - T_{ref}\bar{s}(T_{ref}, p_{ref})]$	(13.28b)	(veja as Tabelas A-25 para valores de $\bar{g}_f^\circ$)

$e_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \dfrac{V^2}{2} + gz + e^{qui}$	(13.47)	Fluxo de exergia específica incluindo as contribuições termomecânicas e químicas (veja nas Seções 13.6 e 13.7 para as expressões de exergia química)

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Se 1 lbmol de carbono (C) queima completamente com 1 lbmol de oxigênio (O_2), quantos lbmols de produtos são gerados? A massa é conservada?

2. Se um hidrocarboneto é queimado com a quantidade teórica de ar, a combustão pode ser completa? Se é queimado com uma quantidade de ar menor que o ar teórico, a combustão pode ser completa?

3. Se um motor queima uma mistura *rica*, o percentual de ar teórico é maior ou menor que 100%?

4. Quando madeira é queimada em uma lareira, está-se contribuindo para o *aquecimento global*? Explique.

5. Se a entalpia de formação do dióxido de carbono (CO_2) tiver recebido um valor nulo, a entalpia de formação do carbono puro terá um valor positivo ou negativo?

6. Se é conhecido o poder calorífico superior de um hidrocarboneto, C_aH_b, como se pode determinar o seu poder calorífico inferior?

7. Por que algumas fornalhas domésticas, de *alta eficiência*, a gás natural são equipadas com tubos de drenagem?

8. Como se pode definir uma temperatura adiabática de chama para combustão a volume constante?

9. Quais irreversibilidades estão presentes no motor de combustão interna do Exemplo 13.4? E para a câmara de combustão do Exemplo 13.5?

10. Por que não se podem atribuir valores de entalpia *absoluta* que sejam independentes da escolha do estado de referência, como se pode fazer para a entropia?

11. Cite uma vantagem de se utilizarem exergias químicas padrões. Cite uma desvantagem.

12. Como se pode definir a eficiência exergética para a célula de combustível de hidrogênio–oxigênio da Fig. 13.3*b*?

13. Como pode ser definida a eficiência exergética para o reator do Exemplo 13.5?

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Trabalho com Equações de Reações

13.1 Um recipiente contém uma mistura de 60% de O_2 e 40% de CO em uma base mássica. Determine o percentual de excesso ou insuficiência de oxigênio, conforme o caso.

13.2 Dez gramas de propano (C_3H_8) queimam com uma quantidade de oxigênio (O_2) suficiente apenas para a combustão completa. Determine a quantidade de oxigênio necessária e a quantidade de produtos de combustão gerada, ambos em gramas.

13.3 O etano (C_2H_6) queima completamente com a quantidade teórica de ar. Determine a razão ar-combustível em (a) base molar, (b) base mássica.

13.4 Uma turbina a gás queima octano (C_8H_{18}) completamente com 400% de ar teórico. Determine a quantidade de N_2 nos produtos, em kmol por kmol de combustível.

13.5 Uma centena de kmol de butano (C_4H_{10}) junto a 4000 kmol de ar entra em uma fornalha por unidade de tempo. Dióxido de carbono, monóxido de carbono e combustível não-queimado estão entre os produtos de combustão que saem da fornalha. Determine o percentual de excesso ou insuficiência de ar, conforme o caso.

13.6 O propano (C_3H_8) é queimado com o ar. Para cada caso, obtenha a equação de reação balanceada para a combustão completa

(a) com a quantidade teórica de ar.
(b) com 20% de ar em excesso.
(c) com 20% de ar em excesso, mas apenas 90% do propano sendo consumidos na reação.

13.7 O butano (C_4H_{10}) queima completamente com o ar. A razão de equivalência é de 0,9. Determine

(a) a equação de reação balanceada.
(b) o percentual de ar em excesso.

13.8 O metano (CH_4) queima completamente com a quantidade *estequiométrica* de peróxido de hidrogênio (H_2O_2). Determine a equação de reação balanceada.

13.9 Uma mistura combustível com análise molar de 40% de CH_3OH, 50% de C_2H_5OH e 10% de N_2 queima completamente com 33% de ar em excesso. Determine

(a) a equação de reação balanceada.
(b) a razão ar–combustível, tanto em base molar quanto em base mássica.

13.10 Uma mistura gasosa com a análise molar de 25% H_2, 25% de CO, 50% de O_2 reage para gerar produtos que consistem apenas em CO_2, H_2O e O_2. Determine a quantidade de cada produto, em kg por kg da mistura.

13.11 Gás natural com a análise molar de 78% de CH_4, 13% de C_2H_6, 6% de C_3H_8, 1,7% de C_4H_{10}, 1,3% de N_2 queima completamente com 40% de ar em excesso em um reator que opera em regime permanente. Se o fluxo molar do combustível for de 0,5 kmol/h, determine o fluxo molar do ar, em kmol/h.

13.12 Uma mistura combustível com a análise molar de 20% de CH_4, 40% de H_2, 40% de NH_3 queima completamente com 150% de oxigênio teórico. Determine a fração molar de cada produto.

13.13 Carvão com uma análise mássica de 77,54% de C, 4,28% de H, 1,46% de S, 7,72% de O, 1,34% de N, 7,66% de cinzas não-combustíveis queima completamente com 120% de ar teórico. Determine

(a) a equação de reação balanceada.
(b) a quantidade de SO_2 gerada, em kg por kg de carvão.

13.14 Uma amostra de carvão tem uma análise mássica de 80,4% de carbono, 3,9% de hidrogênio (H_2), 5,0% de oxigênio (O_2), 1,1% de nitrogênio (N_2), 1,1% de enxofre e o restante de cinzas não-combustíveis. Para a combustão completa com 120% da quantidade teórica de ar, determine a razão ar–combustível em uma base mássica.

13.15 Uma amostra de estrume está sendo testada para uso como combustível. A análise mássica da amostra contém 42,7% de carbono, 5,5% de hidrogênio (H), 31,3% de oxigênio (O), 2,4% de nitrogênio (N), 0,3% de enxofre e 17,8% de cinzas não-combustíveis. A amostra é queimada completamente com 120% de ar teórico. Determine

(a) a equação de reação balanceada.
(b) a razão ar–combustível em base mássica.

13.16 Uma amostra seca de carvão "Appanoose County" tem uma análise mássica de 71,1% de carbono, 5,1% de hidrogênio (H), 9,0% de oxigênio (O), 1,4% de nitrogênio (N_2), 5,8% de enxofre e o restante de cinzas não-combustíveis. Para a combustão completa com a quantidade teórica de ar, determine

(a) a quantidade de SO gerada, em kg por kg de carvão
(b) a razão ar–combustível em base mássica

13.17 O octano (C_8H_{18}) queima completamente com 120% de ar teórico. Determine

(a) a razão ar–combustível em bases molar e mássica
(b) a temperatura de ponto de orvalho dos produtos de combustão em °C, quando resfriados a 1 atm

13.18 O butano (C_4H_{10}) queima completamente com 150% de ar teórico. Se os produtos de combustão forem resfriados a 1 atm à temperatura T, esboce a quantidade de vapor d'água condensada, em kmol por kmol de combustível versus T variando de 20 a 60°C.

13.19 O etileno (C_2H_4) queima completamente com o ar e os produtos de combustão são resfriados a temperatura T e 1 atm. A razão ar–combustível em base mássica é AC.

(a) Determine, para AC = 15 e T = 70°F (21,1°C), o percentual de ar em excesso e a quantidade de vapor d'água condensada, em lb por lbmol de combustível.
(b) Esboce a quantidade de vapor d'água condensada, em lb por lbmol de combustível versus T, variando de 70°F (21,1°C) a 100°F (37,7°C), para AC = 15, 20, 25, 30.

13.20 Uma mistura combustível gasosa com uma análise molar de 72% de CH_4, 9% de H_2, 14% de N_2, 2% de O_2 e 3% de CO_2 queima completamente com o ar úmido para gerar produtos *gasosos* a 1 atm, consistindo apenas em CO_2, H_2O e N_2. Se a temperatura de ponto de orvalho dos produtos for de 60°C, determine a quantidade de vapor d'água presente no ar de combustão, em kmol por kmol de mistura combustível.

13.21 O gás obtido quando um carvão de baixa qualidade é queimado com ar insuficiente para a combustão completa é conhecido como *gás de gasogênio*. Um determinado gás de gasogênio tem a seguinte análise volumétrica: 3,8% de CH_4, 0,1% de C_2H_6, 4,8% de CO_2, 11,7% de H_2, 0,6% de O_2, 23,2% de CO e o restante de N_2. Determine, para a combustão completa com a quantidade teórica de ar,

(a) a análise molar dos produtos secos de combustão
(b) a quantidade de vapor d'água condensada, em lbmol/lbmol de gás gasogênio, se os produtos forem resfriados a 70°F (21,1°C) a pressão constante de 1 atm

13.22 O acetileno (C_2H_2) entra em um maçarico e queima completamente com 110% de ar teórico, que entra a 74°F (23,3°C), 1 atm e 50% de umidade relativa. Obtenha a equação de reação balanceada e determine a temperatura de ponto de orvalho dos produtos, em °F e a 1 atm.

13.23 O butano (C_4H_{10}) queima completamente com 160% de ar teórico a 20°C, 1 atm e 90% de umidade relativa. Determine

(a) a equação de reação balanceada
(b) a temperatura de ponto de orvalho, em °C, dos produtos, quando resfriados a 1 atm

13.24 Etano (C_2H_6) entra em uma fornalha e queima completamente com 130% de ar teórico que entra a 25°C, 85 kPa e 50% de umidade relativa. Determine

(a) a equação de reação balanceada.
(b) a temperatura de ponto de orvalho dos produtos de combustão, em °C a 85 kPa

13.25 O pentano (C_5H_{12}) queima completamente com a quantidade de ar teórico a 75°F (23,9°C), 1 atm e 75% de umidade relativa. Determine

(a) a equação de reação balanceada.
(b) a temperatura de ponto de orvalho dos produtos de combustão a 1 atm
(c) a quantidade de água condensada, em lbmol por lbmol de combustível, se os produtos de combustão forem resfriados a 75°F (23,9°C) e a 1 atm

13.26 Uma mistura de combustível líquido que é 40% de octano (C_8H_{18}) e 60% de decano ($C_{10}H_{22}$) em massa é queimado completamente com 10% de ar em excesso a 25°C, 1 atm e 80% de umidade relativa.

(a) Determine a composição do hidrocarboneto equivalente C_aH_b de um combustível que teria a mesma razão carbono–hidrogênio, em base mássica, que a mistura de combustível.
(b) Se os produtos de combustão são resfriados a 25°C e pressão de 1 atm, determine a quantidade de vapor d'água que condensa, em kg por kg de mistura combustível.

13.27 O hidrogênio (H_2) entra em uma câmara de combustão com uma vazão mássica de 10 lb/h (4,5 kg/h) e queima com o ar entrando a 85°F (29,4°C) e 1 atm, com uma vazão volumétrica de de 75 ft³/min (2,12 m³/min). Determine o percentual de ar teórico utilizado.

13.28 O carbono queima com 80% de ar teórico produzindo apenas CO_2, CO e N_2. Determine

(a) a equação da reação balanceada.
(b) a razão ar–combustível em uma base mássica.
(c) a análise dos produtos em uma base molar.

13.29 O propano (C_3H_8) reage com 80% de ar teórico para gerar produtos que incluem apenas CO_2, CO, H_2O e N_2. Determine

(a) a equação de reação balanceada.
(b) a razão ar–combustível em base mássica
(c) a análise dos produtos em uma base molar seca.

13.30 O hexano (C_6H_{14}) queima com ar seco para gerar produtos com análise molar seca de 8,5% de CO_2, 5,2% de CO, 3% de O_2, 83,3% de N_2. Determine

(a) a equação de reação balanceada
(b) o percentual de ar teórico
(c) a temperatura de ponto de orvalho, em °C, dos produtos a 1 atm.

13.31 Os componentes do gás de exaustão de um motor de ignição a centelha utilizando uma mistura representada por C_8H_{17} têm uma análise molar seca de 8,7% de CO_2, 8,9% de CO, 0,3% de O_2, 3,7% de H_2, 0,3% de CH_4 e 78,1% de N_2. Determine a razão de equivalência.

13.32 A combustão de um combustível hidrocarbonado, representado por C_aH_b, resulta em produtos com a seguinte análise molar seca: 11% de CO_2, 0,5% de CO, 2% de CH_4, 1,5% de H_2, 6% de O_2 e 79% de N_2. Determine a razão ar–combustível em (a) uma base molar, (b) uma base mássica.

13.33 O decano ($C_{10}H_{22}$) queima com 95% de ar teórico, produzindo uma mistura gasosa CO_2, CO, H_2O e N_2. Determine

(a) a razão ar–combustível em uma base molar
(b) a análise dos produtos em uma base molar seca.

13.34 O butano (C_4H_{10}) queima com ar, produzindo produtos com a seguinte análise molar seca: 11,0% de CO_2, 1,0% de CO, 3,5% de O_2 e 84,5% de N_2. Determine

(a) o percentual de ar teórico.
(b) a temperatura de ponto de orvalho dos produtos de combustão em °C, a 1 bar ($1{,}0 \cdot 10^5$ Pa)

13.35 Gás natural com a análise volumétrica 97,3% de CH_4, 2,3% de CO_2, 0,4% de N_2 é queimado com o ar em uma fornalha para gerar produtos que têm uma análise molar seca de 9,20% de CO_2, 3,84% de O_2, 0,64% de CO e o restante de N_2. Determine

(a) o percentual de ar teórico
(b) a temperatura de ponto de orvalho, em °F dos produtos de combustão, a 1 atm.

13.36 Um óleo combustível com uma análise em base mássica de 85,7% de C, 14,2% de H e 0,1% de matéria inerte queima com ar para gerar produtos com a análise molar seca de 12,29% de CO_2; 3,76% de O_2, 83,95% de N_2. Determine a razão ar–combustível em uma base mássica.

13.37 O etanol (C_2H_5OH) queima com ar. Os produtos gasosos são analisados e o relatório do laboratório apresenta apenas os seguintes percentuais em uma base molar seca: 6,9% de CO_2, 1,4% de CO e 0,5% de C_2H_5OH. Supondo que os componentes restantes consistam em O_2 e N_2, determine

(a) o percentual de O_2 e de N_2 na análise molar seca
(b) o percentual de ar em excesso

13.38 Um óleo combustível com uma análise em base mássica de 87% de C, 11% de H, 1,4% de S e 0,6% de matéria inerte queima com 120% de ar teórico. O hidrogênio e o enxofre são completamente oxidados, mas 95% do carbono são oxidados para o CO_2 e o restante para o CO.

(a) Determine a equação de reação balanceada
(b) Determine as quantidades de CO e de SO_2, em kmol por 10^6 kmol de produtos de combustão (ou seja, a quantidade em *partes por milhão*)

13.39 O pentano (C_5H_{12}) queima com ar, de modo que uma fração x de carbono é convertida em CO_2. O carbono restante aparece como CO. Não há O_2 livre nos produtos. Desenvolva gráficos da razão ar-combustível e do percentual de ar teórico versus x, sendo que x varia de zero a um.

13.40 Para cada uma das misturas a seguir, determine a razão de equivalência e indique se a mistura é pobre ou rica:

(a) 1 kmol de butano (C_4H_{10}) e 32 kmol de ar
(b) 1 lb (0,4536 kg) de propano (C_3H_8) e 14,5 lb (6,58 kg) de ar

13.41 Octano (C_8H_{18}) entra em um motor e queima com ar para gerar produtos com a seguinte análise molar seca: CO_2, 10,5%; CO, 5,8%; CH_4, 0,9%; H_2, 2,6%; O_2, 0,3%; N_2, 79,9%. Determine a razão de equivalência.

13.42 O metano (CH_4) queima com ar para gerar produtos que consistem apenas em CO_2, CO, H_2O e N_2. Se a razão de equivalência é de 1,25, determine a equação de reação balanceada.

Aplicação da Primeira Lei a Sistemas Reagentes

13.43 Butano (C_4H_{10}) a 77°F (25°C) e 1 atm entra em uma câmara de combustão que opera em regime permanente e queima completamente com a quantidade de ar teórico, que entra nas mesmas condições. Se os produtos saem a 200°F (93°C) e 1 atm, determine a taxa transferência de calor a partir da câmara de combustão em Btu por lbmol de combustível. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

13.44 Propano (C_3H_8) a 298 K e 1 atm entra em uma câmara de combustão que opera em regime permanente com um fluxo molar de 0,7 kmol/s e queima completamente com 200% da quantidade de ar teórico, que entra a 298 K e 1 atm. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Se os produtos de combustão saem a 560 K e 1 atm, determine a taxa transferência de calor da câmara de combustão, em kW. Repita para uma temperatura de saída de 298 K.

13.45 Metano (CH_4) a 25°C e 1 atm, entra em uma fornalha que opera em regime permanente e queima completamente com 140% de ar teórico, que entra a 400 K e 1 atm. Os produtos de combustão saem a 700 K e 1 atm. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Se a taxa de transferência de calor *da* fornalha para a vizinhança é de 400 kW, determine a vazão mássica do metano, em kg/s.

13.46 Metano (CH_4) a 25°C e 1 atm, entra em um gerador de vapor que opera em regime permanente. O metano queima completamente com 140% de ar teórico entrando a 127°C e 1 atm. Os produtos de combustão saem a 427°C e 1 atm. Em um fluxo separado, água líquida saturada entra a 8 MPa e sai como vapor superaquecido a 480°C com queda de pressão desprezível. Se a vazão mássica é de $3{,}7 \times 10^5$ kg/h, determine a vazão volumétrica do metano, em m³/h.

13.47 Etanol líquido (C_2H_5OH) entra a 25°C e 1 atm em uma câmara de combustão que opera em regime permanente e queima com o ar que entra a 227°C e 1 atm. A vazão mássica do combustível é de 25 kg/s e a razão de equivalência é de 1,2. A transferência de calor da câmara de combustão para a vizinhança é feita a taxa de $3{,}75 \times 10^4$ kJ/s. Os produtos de combustão de saída consistem em CO_2, CO, $H_2O(g)$ e N_2. Ignorando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a temperatura de saída, em K
(b) a razão ar–combustível em base mássica

13.48 Gás benzeno (C_6H_6) entra a 25°C e 1 atm em uma câmara de combustão que opera em regime permanente e queima com 95% de ar teórico que entra a 25°C e 1 atm. Os produtos de combustão saem a 1000 K e só incluem CO_2, CO, H_2O e N_2. Determine a vazão mássica do combustível em kg/s, para fornecer transferência de calor a uma taxa de 1000 kW.

13.49 Propano líquido (C_3H_8) a 25°C e 1 atm entra em um reator bem isolado que opera em regime permanente. O ar entra às mesmas temperatura e pressão. Para o propano líquido, $\bar{h}_f$ = −118.900 kJ/kmol. Determine a temperatura dos produtos de combustão, em K, para a combustão completa com

(a) a quantidade teórica de ar
(b) 300% de ar teórico

13.50 A energia necessária para vaporizar o fluido de trabalho que passa através de uma caldeira de uma usina termoelétrica a vapor simples é fornecida pela combustão completa do metano com 110% de ar teórico. O combustível e o ar entram em fluxos separados a 25°C e 1 atm. Os produtos de combustão saem da chaminé a 150°C e 1 atm. Esboce a vazão mássica do combustível necessária, em kg/h por MW de potência desenvolvida pela planta *versus* a eficiência térmica da planta, η. Considere η na faixa de 30-40%. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

13.51 Metano (CH_4) a 25°C entra na câmara de combustão de uma usina termoelétrica de turbina a gás aberta simples e queima completamente com 400% de ar teórico, que entra no compressor a 25°C e 1 atm. Os produtos de combustão saem da turbina a 577°C e 1 atm. Estima-se que a taxa de transferência de calor da turbina a gás é 10% da potência líquida gerada. Determine a saída de potência líquida, em MW, se a vazão mássica de combustível for de 1200 kg/h. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

13.52 Gás octano (C_8H_{18}) a 25°C entra em um motor a jato e queima completamente com 300% de ar teórico, que entra a 25°C e 1 atm, com uma vazão volumétrica de 42 m³/s. Os produtos de combustão saem a 990 K e 1 atm. Se o combustível e o ar entram com velocidades desprezíveis, determine o *empuxo* produzido pelo motor em kN.

13.53 A Fig. P13.53 fornece dados de uma caldeira e de ar preaquecido que opera em regime permanente. Metano (CH_4) entrando na caldeira a 25°C e 1 atm é queimado completamente com 170% de ar teórico. Ignorando a transferência de calor perdida e os efeitos das energias cinética e potencial, determine a temperatura, em °C, da combustão do ar que entra na caldeira vindo do preaquecedor.

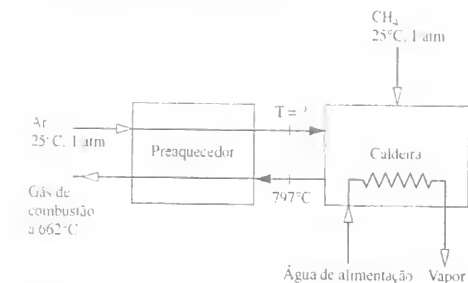



Fig. P13.53

13.54 Um tanque rígido contém inicialmente 16,04 lb (7,27 kg) de CH_4 e 96 lb (43,5 kg) de O_2 a 77°F (25°C) e 1 atm. Após a combustão completa, a pressão no tanque é de 3,352 atm. Determine a transferência de calor, em Btu.

13.55 Um vaso de pressão rígido e fechado contém inicialmente uma mistura gasosa a 25°C e 1 atm com análise molar de 25% de etileno (C_2H_4) e 75% oxigênio (O_2). A mistura queima completamente e os produtos são resfriados a 500 K. Determine a transferência de calor entre o vaso de pressão e sua vizinhança, em kJ por kmol de combustível inicialmente presente e a pressão final, em atm.

13.56 Um vaso de pressão rígido, fechado, contém inicialmente uma mistura gasosa de 1 kmol de pentano (C_5H_{12}) e 150% de ar teórico a 25°C e 1 atm. Se a mistura queima completamente, determine a transferência de calor do vaso de pressão, em kJ e a pressão final, em atm, para uma temperatura final de 800 K.

13.57 Determine a entalpia de combustão para o butano gasoso (C_4H_{10}), em kJ por kmol de combustível e em kJ por kg de combustível, a 25°C e 1 atm, supondo

(a) vapor d'água nos produtos
(b) água líquida nos produtos

13.58 Esboce a entalpia de combustão para o propano gasoso (C_3H_8), em Btu por lbmol de combustível e a 1 atm *versus* a temperatura, no intervalo de 77°F (25°C) a 500°F (260°C). Admita a existência de vapor d'água nos produtos. Para o propano, use c_p = 0,41 Btu/lb · °R (1,72 kJ/kg · K).

13.59 Esboce a entalpia de combustão para o metano gasoso (CH_4), em Btu por lbmol de combustível, a 1 atm *versus* a temperatura, no intervalo de 537°R (25°C) a 1800°R (982°C). Admita a existência de vapor d'água nos produtos. Para o metano, use $\bar{c}_p$ = 4,52 + 7,37(T/1000) Btu/lbmol · °R, onde T está em °R.

13.60 Para o *gás gasogênio* do Problema 13.21, determine a entalpia de combustão, em Btu por lbmol de mistura, a 77°F (25°C) e 1 atm, admitindo vapor d'água nos produtos.

13.61 Determine o poder calorífico superior, em kJ por kmol de combustível e em kJ por kg de combustível, 25°C e 1 atm para

(a) octano líquido (C_8H_{18}).
(b) hidrogênio gasoso (H_2)
(c) metanol líquido (CH_3OH)
(d) butano gasoso (C_4H_{10}).

Compare com os valores listados na Tabela A-25.

13.62 Para gás natural com análise molar de 86,5% de CH_4, 8% de C_2H_6, 2% de C_3H_8 e 3,5% de N_2, determine o poder calorífico inferior, em kJ por kmol de combustível e em kJ por kg de combustível, a 25°C e 1 atm.

13.63 Octano líquido (C_8H_{18}) a 25°C e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e queima com 90% de ar teórico a 25°C e 1 atm para gerar produtos que consistem apenas em CO_2, CO, H_2O e N_2. Determine a temperatura dos produtos de saída, em K. Compare aos resultados do Exemplo 13.8 e comente.

13.64 Para cada um dos combustíveis a seguir, esboce a temperatura adiabática de chama, em K, versus o percentual de ar em excesso para a combustão completa em uma câmara de combustão que opera em regime permanente. Os reagentes entram a 25°C e 1 atm.

(a) carbono.
(b) hidrogênio (H_2).
(c) octano líquido (C_8H_{18}).

13.65 Gás propano (C_3H_8) a 25°C e 1 atm, entra em um reator isolado que opera em regime permanente e queima completamente com o ar entrando a 25°C e 1 atm. Esboce a temperatura adiabática de chama *versus* o percentual de ar teórico variando de 100 a 400%. Por que a temperatura adiabática de chama varia com o aumento da quantidade de ar de combustão?

13.66 Hidrogênio (H_2) a 77°F (25°C) e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e queima completamente com x% de ar teórico entrando a 77°F (25°C) e 1 atm. Esboce a temperatura adiabática de chama para x variando de 100 a 400%.

13.67 Gás metano (CH_4) a 25°C e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e queima completamente com x% de ar teórico que entra a 25°C e 1 atm. Esboce a temperatura adiabática de chama para x variando de 100 a 400%.

13.68 Metano (CH_4) a 25°C e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e queima completamente com a quantidade teórica de ar entrando a 25°C e 1 atm. Os produtos contêm CO_2, CO, H_2O, O_2 e N_2 e saem a 2260 K. Determine as frações de carbono de entrada no combustível que queimam para gerar, respectivamente, CO_2 e CO.

13.69 Gás propano (C_3H_8) a 77°F (25°C) e 1 atm, entra em um reator isolado que opera em regime permanente e queima completamente com o ar entrando a 77°F (25°C) e 1 atm. Determine o percentual de ar teórico se os produtos saem a

(a) 1140°F (615°C).
(b) 2240°F (1226°C).

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

13.70 Metanol líquido (CH_3OH) a 25°C e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e queima completamente com ar entrando a 100°C e 1 atm. Se os produtos de combustão saem a 1256°C, determine o percentual de ar em excesso utilizado. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

13.71 Metano (CH_4) a 77°F (25°C) entra na câmara de combustão de uma turbina a gás de uma usina termoelétrica que opera em regime permanente e queima completamente com o ar que entra a 400°F (204°C). A temperatura dos produtos de combustão que escoam da câmara de combustão para a turbina depende do percentual de ar em excesso para combustão. Esboce o percentual de ar em excesso *versus* temperaturas de produto de combustão variando de 1400°F (760°C) a 1800°F (982°C). Não há transferência de calor significativa entre a câmara de combustão e a sua vizinhança, e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.

13.72 Ar entra no compressor de uma turbina a gás simples de uma usina termoelétrica a 70°F (21,1°C) e 1 atm, e comprimido adiabaticamente a 40 lbf/in² (275,8 kPa), e em seguida entra na câmara de combustão, onde queima completamente com gás propano (C_3H_8) que entra a 77°F (25°C), 40 lbf/in² (275,8 kPa) e um fluxo molar de 1,7 lbmol/h (0,77 kgmol/h). Os produtos de combustão a 1340°F (727°C) e 40 lbf/in² (275,8 kPa) entram na turbina e se expandem adiabaticamente até uma pressão de 1 atm. A eficiência isoentrópica do compressor é de 83,3% e a eficiência isoentrópica da turbina é de 90,0%. Determine, em regime permanente,

(a) o percentual de ar teórico necessário
(b) a potência líquida desenvolvida, em HP

13.73 Uma mistura de octano gasoso (C_8H_{18}) e 200% de ar teórico, inicialmente a 25°C e 1 atm, reage completamente em um vaso de pressão rígido.

(a) Se o vaso de pressão for bem isolado, determine a temperatura, em °C, e a pressão, em atm, dos produtos de combustão.
(b) Se os produtos de combustão forem resfriados a volume constante até 25°C, determine a pressão final, em atm, e a transferência de calor, em kJ por kmol do combustível.

13.74 Uma mistura de metano (CH_4) e 200% de ar teórico, inicialmente a 77°F (25°C) e 1 atm, reage completamente em um vaso de pressão isolado. Determine a temperatura, em °F, dos produtos de combustão se a reação ocorrer

(a) a volume constante.
(b) a pressão constante, em uma montagem pistão–cilindro.

13.75 Uma amostra de 5×10^{-3} kg de benzeno líquido (C_6H_6) junto com 20% de ar em excesso, inicialmente a 25°C e 1 atm, reage completamente em um vaso de pressão rígido e isolado. Determine a temperatura, em °C, e a pressão, em atm, dos produtos de combustão.

Aplicação da Segunda Lei a Sistemas Reagentes

13.76 Monóxido de carbono (CO) a 25°C e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e reage completamente com a quantidade de ar teórico que entra em um fluxo separado a 25°C e 1 atm. Os produtos de combustão saem como uma mistura a 1 atm. Para o reator, determine a taxa de produção de entropia, em kJ/K por kmol de CO de entrada. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

13.77 Metano (CH_4) a 77°F (25°C) e 1 atm entra em um reator isolado operando em regime permanente e queima completamente com ar entrando em um fluxo separado a 77°F (25°C) e 1 atm. Os produtos de combustão saem como uma mistura a 1 atm. Para o reator, determine a taxa de produção de entropia, em Btu/°R por lbmol de metano que entra, para a combustão com

(a) a quantidade de ar teórico
(b) 200% de ar teórico

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

13.78 Monóxido de carbono (CO) reage com vapor d'água em um reator isolado que opera em regime permanente para gerar hidrogênio (H_2) e dióxido de carbono (CO_2). Os produtos saem como uma mistura a 1 atm. Para o reator, determine a taxa de produção de entropia, em kJ/K por kmol do monóxido de carbono de entrada. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial. Considere dois casos:

(a) o monóxido de carbono e o vapor d'água entram no reator em fluxos separados, cada qual a 400 K e 1 atm.
(b) o monóxido de carbono e o vapor d'água entram no reator como uma mistura a 400 K e 1 atm.

Explique por que as respostas dos itens (a) e (b) são diferentes.

13.79 Uma mistura gasosa de butano (C_4H_{10}) e 80% de ar em excesso a 25°C e 3 atm entra no reator. Ocorre a combustão completa e os produtos saem como uma mistura a 1200 K e 3 atm. O fluido refrigerante entra em uma camisa externa como um líquido saturado e sai como vapor saturado, essencialmente à mesma pressão. Não ocorre transferência de calor significativa da superfície externa da camisa, e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine para o reator encamisado

(a) a vazão mássica do fluido refrigerante, em kg por kmol de combustível.
(b) a taxa de produção de entropia, em kJ/K por kmol de combustível.
(c) a taxa de exergia de destruição, em kJ por kmol de combustível, para $T_0 = 25°C$

Considere dois fluidos refrigerantes, água a 1 bar ($1{,}0 \cdot 10^5$ Pa) e amônia a 10 bar ($10 \cdot 10^5$ Pa).

13.80 Etanol líquido (C_2H_5OH) entra a 25°C e 1 atm em um reator que opera em regime permanente e queima completamente com 130% de ar teórico entrando em um fluxo separado a 25°C e 1 atm. Os produtos de combustão saem a 227°C e 1 atm. A transferência de calor do reator acontece a uma temperatura média da superfície T_b. Para T_b variando de 25 a 200°C, determine a taxa de exergia de destruição dentro do reator, em kJ por kmol de combustível. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Use $T_0 = 25°C$.

13.81 Uma mistura gasosa de etano (C_2H_6) e a quantidade de ar teórico a 25°C e 1 atm entra em um reator que opera em regime permanente e queima completamente. Os produtos de combustão saem a 627°C e 1 atm. A transferência de calor do reator ocorre a uma temperatura média de superfície T_b. Para T_b variando de 25 a 600°C, determine a taxa de exergia de destruição dentro do reator, em kJ por kmol de combustível. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Use $T_0 = 25°C$.

13.82 Determine a variação da função de Gibbs, em kJ por kmol de metano, a 25°C e 1 atm, para $CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$, utilizando

(a) os dados da função de Gibbs de formação.
(b) os dados da entalpia de formação, em conjunto com dados de entropia absoluta.

13.83 Determine a variação da função de Gibbs, em Btu por lbmol de hidrogênio, a 77°F (25°C) e 1 atm, para $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O\,(g)$, utilizando

(a) os dados da função de Gibbs de formação.
(b) os dados da entalpia de formação, em conjunto com dados de entropia absoluta.

13.84 Fluxos separados de hidrogênio (H_2) e oxigênio (O_2) a 25°C e 1 atm entram em uma célula de combustível operando em regime permanente, e água líquida sai a 25°C e 1 atm. A vazão do hidrogênio é de 2×10^{-4} kmol/s. Se a célula de combustível opera isotermicamente a 25°C, determine a potência teórica máxima que pode ser desenvolvida e a taxa de transferência de calor associada, cada qual em kW. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

13.85 Fluxos de metano (CH_4) e oxigênio (O_2), cada qual a 25°C e 1 atm, entram em uma célula de combustível operando em regime permanente. Fluxos de dióxido de carbono e de água saem separadamente a 25°C e 1 atm. Se a célula de combustível opera isotermicamente a 25°C e 1 atm, determine o trabalho teórico máximo que pode ser desenvolvido, em kJ por kmol de metano. Ignore os efeitos das energias cinética e potencial.

13.86 Fluxos de hidrogênio (H_2) e de oxigênio (O_2), cada qual a 1 atm, entram em uma célula de combustível operando em regime permanente. O vapor d'água sai a 1 atm. Se a célula de combustível opera isotermicamente a **(a)** 300K, **(b)** 400K e **(c)** 500K, determine o trabalho teórico máximo que pode ser desenvolvido pela célula, em cada caso, em kJ por kmol de hidrogênio que escoa, e comente. A transferência de calor com a vizinhança ocorre à temperatura da célula e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados.

13.87 Um inventor desenvolveu um dispositivo que em regime permanente recebe água líquida a 25°C e 1 atm com uma vazão mássica de 4 kg/h e produz fluxos separados de hidrogênio (H_2) e oxigênio (O_2), cada qual a 25°C e 1 atm. O inventor afirma que o dispositivo requer uma potência elétrica de entrada de 14,6 kW quando opera isotermicamente a 25°C. Ocorre transferência de calor com a vizinhança, mas os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. Avalie a afirmação do inventor.

13.88 Carvão com uma análise mássica de 88% de C, 6% de H, 4% de O, 1% de N e 1% de S queima completamente com a quantidade teórica de ar. Determine

(a) a quantidade de SO_2 gerada, em kg por kg de carvão
(b) a razão ar–combustível em uma base mássica.
(c) Por razões ambientais, é desejável separar o SO_2 dos produtos de combustão através do fornecimento dos produtos a 340K e 1 atm a um dispositivo que opera isotermicamente a 340K. Em regime permanente, um fluxo de SO_2 e um fluxo dos gases restantes saem, cada qual a 340K e 1 atm. Se o carvão é queimado a uma taxa de 10 kg/s, determine, em kW, a potência teórica mínima de entrada necessária para o dispositivo. Ocorre transferência de calor com a vizinhança, mas os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados.

Utilização da Exergia Química

13.89 Para o **(a)** carbono, **(b)** hidrogênio (H_2), **(c)** metano (CH_4), **(d)** monóxido de carbono, **(e)** metanol líquido (CH_3OH), **(f)** nitrogênio (N_2), **(g)** oxigênio (O_2), **(h)** dióxido de carbono e **(i)** água, determine a exergia química, em kJ/kg, em relação ao seguinte ambiente no qual a fase gasosa obedece ao modelo de gás ideal:

Ambiente		
$T_0 = 298{,}15$ K (25°C), $p_0 = 1$ atm		
Fase gasosa:	Componente	y^e (%)
	N_2	75,67
	O_2	20,35
	$H_2O(g)$	3,12
	CO_2	0,03
	Outro	0,83

13.90 A tabela a seguir mostra um ambiente que consiste em uma fase gasosa e uma fase de água condensada. A fase gasosa forma uma mistura de gases ideais.

Ambiente		
$T_0 = 298{,}15$ K (25°C), $p_0 = 1$ atm		
Fase condensada: $H_2O(l)$ a T_0, p_0		
Fase gasosa:	Componente	y^e (%)
	N_2	75,67
	O_2	20,35
	$H_2O(g)$	3,12
	CO_2	0,03
	Outro	0,83

(a) Mostre que a exergia química do hidrocarboneto C_aH_b pode ser determinada como

$$\bar{e}^{qui} = \left[\bar{g}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{g}_{O_2} - a\bar{g}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{g}_{H_2O(l)}\right] + \bar{R}T_0 \ln\left[\frac{(y^e_{O_2})^{a+b/4}}{(y^e_{CO_2})^a}\right]$$

(b) Utilizando o resultado do item (a), repita os itens (a) a (c) do Problema 13.89.

13.91 Os compostos listados na tabela a seguir podem ser representados como $C_aH_bO_c$. Seguindo a abordagem da Seção 13.6, desenvolva expressões para a exergia química para esse grupo de compostos. Comece escrevendo a Eq. 13.29 como

$$C_aH_bO_c + [a + b/4 - c/2]O_2 \rightarrow aCO_2 + b/2\,H_2O$$

	C	H_2	C_aH_b	CO	CO_2	H_2O(liq.)
a	1	0	a	1	1	0
b	0	2	b	0	0	2
c	0	0	0	1	2	1

13.92 Mostrando todos os passos importantes, deduza: **(a)** a Eq. 13.38; **(b)** a Eq. 13.39; **(c)** a Eq. 13.40; **(d)** as Eqs. 13.41a,b; **(e)** as Eqs. 13.44a,b.

13.93 Utilizando [illegible] A-26 [illegible] 13.45, determine [illegible] química molar padrão em kJ/kmol
(a) da amônia (NH_3).
(b) do propano (C_3H_8).

13.94 As exergias químicas de hidrocarbonetos comuns C_aH_b podem ser representadas em termos dos seus respectivos poderes caloríficos inferiores, $\overline{PCI}$, por uma expressão da forma

$$\frac{\bar{e}^{q}}{(\overline{PCI})} = c_1 + c_2(b/a) - c_3/a$$

onde c_1, c_2 e c_3 são constantes. Estime as constantes relativas ao ambiente do Problema 13.89 para obter uma expressão válida para vários **(a)** hidrocarbonetos gasosos selecionados e **(b)** hidrocarbonetos líquidos selecionados.

13.95 Estime o fluxo de exergia específica do nitrogênio (N_2), em Btu/lb, a 200°F (93°C) e 4 atm. Despreze os efeitos de movimento e da gravidade. Efetue os cálculos
(a) relativos ao ambiente do Problema 13.89.
(b) utilizando dados da Tabela A-26.

13.96 Estime o fluxo de exergia específica do vapor d'água, em kJ/kg, a 200°C e 1 bar ($1{,}0 \times 10^5$ Pa). Despreze os efeitos de movimento e da gravidade. Efetue os cálculos
(a) relativos ao ambiente do Problema 13.89.
(b) utilizando dados da Tabela A-26.

13.97 Estime o fluxo de exergia específica de uma mistura equimolar de oxigênio (O_2) e nitrogênio (N_2), em kJ/kg, a 20°C e 1 atm. Despreze os efeitos de movimento e da gravidade. Efetue os cálculos
(a) relativos ao ambiente do Problema 13.89.
(b) utilizando os dados da Tabela A-26.

13.98 Uma mistura de gás metano (CH_4) e 150% de ar teórico entra em uma câmara de combustão a 77°F (25°C) e 1 atm. Determine o fluxo de exergia específica da mistura de entrada, em Btu por lbmol de metano. Ignore os efeitos de movimento e da gravidade. Efetue os cálculos
(a) relativos ao ambiente do Problema 13.89.
(b) utilizando os dados da Tabela A-26.

13.99 Uma mistura tendo uma análise em base molar de 85% de ar seco e 15% de CO entra em um dispositivo a 125°C e 2,1 atm e a uma velocidade de 250 m/s. Se a vazão mássica é de 1,0 kg/s, determine em kW a taxa de exergia de entrada. Despreze os efeitos da gravidade. Efetue os cálculos
(a) relativos ao ambiente do Problema 13.89.
(b) utilizando os dados da Tabela A-26.

13.100 São informadas as seguintes vazões mássicas em lb/h para um fluxo existente de SGN (do inglês, gás natural substituto) em um determinado processo para a produção de SGN a partir de carvão betuminoso.

CH_4	429 684 lb/h (194 904 kg/h)
CO_2	9 093 lb/h (4124 kg/h)
N_2	3 741 lb/h (1697 kg/h)
H	576 lb/h (261 kg/h)
CO	204 lb/h (92,5 kg/h)
H_2O	60 lb/h (27,2 kg/h)

Se o fluxo de SGN está a 77°F (25°C) e 1 atm, determine a taxa pela qual a exergia sai. Efetue os cálculos relativos ao ambiente do Problema 13.89. Despreze os efeitos de movimento e da gravidade.

Análise Exergética de Sistemas Reagentes e de Sistemas Psicométricos

13.101 Carbono a 25°C e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e reage completamente com a quantidade de ar teórico que entra separadamente a 25°C e 1 atm. Para o reator **(a)** determine a taxa de exergia de destruição em kJ por kmol de carbono, e **(b)** estime a eficiência exergética. Efetue os cálculos em relação ao ambiente do Problema 13.89. Despreze os efeitos de movimento e da gravidade.

13.102 Gás propano (C_3H_8) a 25°C e 1 atm e uma vazão volumétrica de 0,03 m³/min entra em uma fornalha que opera em regime permanente e queima completamente com 200% de ar teórico entrando a 25°C e 1 atm. Os produtos [illegible] °C e 1 atm. A fornalha fornece energia por [illegible] para um processo industrial. Para a fornalha compare a transferência de taxa de exergia associada à transferência de calor com a taxa de exergia de destruição, cada qual em kJ/min. Suponha T_0 = 25°C e ignore os efeitos das energias cinética e potencial.

13.103 A Fig. P13.103 mostra um reator de gaseificação de carvão que faz uso do processo *carbono-vapor*. A energia necessária para a reação endotérmica é fornecida por uma resistência elétrica. O reator opera em regime permanente sem perdas de transferência de calor e efeitos das energias cinética e potencial desprezíveis. Estime para o carbono que entra, em Btu por lbmol,
(a) a potência elétrica necessária.
(b) a exergia que entra com o carbono.
(c) a exergia que entra com o vapor.
(d) a exergia que sai com os produtos gasosos.
(e) a exergia de destruição no reator.

Efetue os cálculos relativos ao ambiente do Problema 13.89. Ignore os efeitos das energias cinética e potencial.

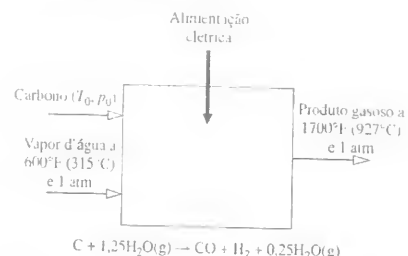



Fig. P13.103

13.104 Monóxido de carbono a 25°C e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e reage completamente com a quantidade teórica de ar que entra em um fluxo separado a 25°C e 1 atm. Os produtos saem como uma mistura a 1 atm. Determine em kJ por kmol de CO
(a) a exergia que entra com o monóxido de carbono.
(b) a exergia que sai com os produtos.
(c) a taxa de exergia de destruição.

Além disso, estime uma eficiência exergética para o reator. Efetue os cálculos relativos ao ambiente do Problema 13.89. Ignore os efeitos das energias cinética e potencial.

13.105 Gás acetileno (C_2H_2) a 77°F (25°C) e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e queima completamente com 180% de ar teórico, que entra em um fluxo separado a 77°F (25°C) e 1 atm. Os produtos saem como uma mistura a 1 atm. Determine em Btu por lbmol de combustível
(a) a exergia que entra no reator com o combustível.
(b) a exergia que sai com os produtos.
(c) a taxa de exergia de destruição.

Além disso, estime uma eficiência exergética para o reator. Efetue os cálculos relativos ao ambiente do Problema 13.89. Ignore os efeitos das energias cinética e potencial.

13.106 Octano líquido (C_8H_{18}) a 25°C e 1 atm e uma vazão mássica de 0,57 kg/h entra em um pequeno motor de combustão interna que opera em regime permanente. O combustível queima com o ar que entra no motor em um fluxo separado a 25°C e 1 atm. Os produtos de combustão saem a 670K e 1 atm com uma análise molar seca de 11,4% de CO_2, 2,9% de CO, 1,6% de O_2 e 84,1% de N_2. Se o motor desenvolve potência à taxa de 1 kW, determine
(a) a taxa de transferência de calor do motor, em kW.
(b) a eficiência exergética do motor.

Utilize o ambiente do Problema 13.89 e despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

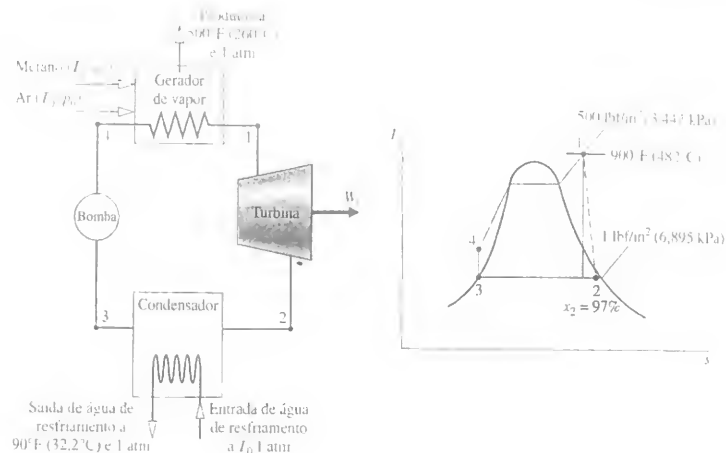



Fig. P13.108

13.107 Estime uma eficiência exergética da usina termoelétrica a turbina a gás do Problema 13.51. Baseie os valores de exergia no ambiente do Problema 13.89.

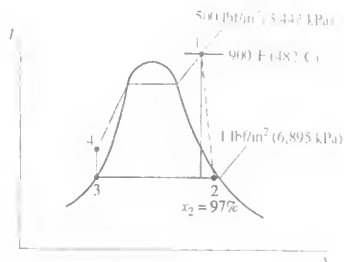
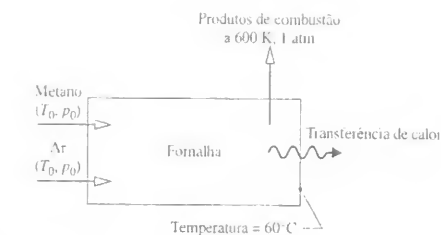
13.108 A Fig. P13.108 mostra uma usina termoelétrica simples a vapor. O combustível é metano, que entra a 77°F (25°C) e 1 atm e queima completamente com 200% de ar teórico entrando a 77°F (25°C) e 1 atm. O vapor sai do gerador de vapor a 900°F (482°C) e 500 lbf/in² (3,447 kPa). O vapor se expande através da turbina e sai a 1 lbf/in² (6,895 kPa) e um título de 97%. Na saída do condensador, a pressão é de 1 lbf/in² (6,895 kPa) e a água é um líquido saturado. A usina opera em regime permanente sem perdas de transferência de calor de qualquer componente da usina. O trabalho de bombeamento e todos os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine
(a) a equação de reação balanceada.
(b) a vazão mássica do vapor, em lb por lbmol de combustível.
(c) a vazão mássica da água de resfriamento, em lb por lbmol de combustível.
(d) para cada um dos subitens a seguir, expresse como percentual da exergia de entrada no gerador de vapor em relação ao combustível. (i) a exergia saindo com os gases da chaminé, (ii) a exergia destruída no gerador de vapor, (iii) a potência desenvolvida pela turbina, (iv) a exergia destruída na turbina, (v) a exergia que sai com a água de resfriamento, (vi) a exergia destruída no condensador.

Baseie os valores de exergia no ambiente do Problema 13.89.

Fig. P13.109

13.109 Considere uma fornalha que opere em regime permanente, idealizada tal como mostra a Fig. P13.109. O combustível é metano, que entra a 25°C e 1 atm e queima completamente com 200% de ar teórico que entra às mesmas temperatura e pressão. A fornalha fornece energia por transferência de calor a uma temperatura média de 60°C. Os produtos de combustão são descarregados a 600 K e 1 atm no ambiente. Não há perdas por transferência de calor e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. Determine, em kJ por kmol de combustível,
(a) a exergia que entra na fornalha com o combustível.
(b) a exergia que sai com os produtos.
(c) a taxa de destruição de exergia.

Além disso, estime a eficiência exergética da fornalha e comente. Efetue os cálculos em relação ao ambiente do Problema 13.89.

13.110 O carvão entra na câmara de combustão de uma usina termoelétrica com uma análise mássica de 49,8% de C, 3,5% de H, 6,8% de O, 6,4% de S, 14,1% de H_2O e 19,4% de cinzas não combustíveis. O poder calorífico superior do carvão é medido em 21 220 kJ/kg e o poder calorífico inferior do carvão em base seca, $(PCI)_d$, é de 20 450 kJ/kg. Para se estimar a exergia química do carvão em kJ/kg pode-se utilizar a seguinte expressão:

$$e^{qui} = (PCI)_d\left(1{,}0438 + 0{,}0013\frac{h}{c} + 0{,}1083\frac{o}{c} + 0{,}0549\frac{n}{c}\right) + 6740s$$

onde h/c, o/c e n/c indicam, respectivamente, a razão de massa entre o hidrogênio e o carbono, entre o oxigênio e o carbono e entre o nitrogênio e o carbono, e s é a fração em massa do enxofre em kg por kg de combustível.[4] O ambiente é aproximadamente o mesmo do Problema 13.90, mas ampliado apropriadamente para considerar a presença de enxofre no carvão.
(a) Utilizando a expressão anterior, calcule a exergia química do carvão, em kJ/kg.
(b) Compare a resposta do item (a) com os valores que resultariam da aproximação da exergia química através da utilização de cada um dos poderes caloríficos medidos.
(c) Que dados seriam necessários para se determinar a exergia química neste caso utilizando-se a metodologia da Seção 13.6? Discuta.

13.111 Para aplicações psicométricas, como aquelas consideradas no Cap. 12, muitas vezes se pode modelar o ambiente simplesmente como uma mistura de gases ideais de vapor d'água e ar seco à temperatura T_0 e pressão p_0. A composição do ambiente é definida pelas frações molares de ar seco e de vapor d'água, respectivamente y_a^e e y_v^e. Mostre que, com relação a tal ambiente, o fluxo de exergia de uma corrente de ar úmido à temperatura T e pressão p com as frações molares de ar seco e de vapor d'água, respectivamente y_a e y_v, pode ser expresso em uma base molar como

[4] Moran, *Availability Analysis*, p. 192-193

$$\bar{e}_f = T_0\left\{(y_a\bar{c}_{pa} + y_v\bar{c}_{pv})\left[\left(\frac{T}{T_0}\right) - 1 - \ln\left(\frac{T}{T_0}\right)\right] + \bar{R}\ln\left(\frac{p}{p_0}\right)\right\} + \bar{R}T_0\left[y_a\ln\left(\frac{y_a}{y_a^e}\right) + y_v\ln\left(\frac{y_v}{y_v^e}\right)\right]$$

onde $\bar{c}_{pa}$ e $\bar{c}_{pv}$ indicam os calores específicos molares, respectivamente, do ar seco e do vapor d'água. Despreze os efeitos de movimento e da gravidade.

13.112 Para cada um dos itens a seguir, utilize os resultados do Problema 13.111 para determinar o fluxo de exergia específica, em kJ/kg, em relação ao ambiente que consiste em ar úmido a 20°C, 1 atm e $\phi = 100\%$:

(a) ar úmido a 20°C, 1 atm, $\phi = 100\%$.
(b) ar úmido a 20°C, 1 atm, $\phi = 50\%$.
(c) ar seco a 20°C, 1 atm.

13.113 Utilizando o resultado do Problema 13.111, determine o fluxo de exergia nas posições 1, 2 e 3, e a taxa de exergia de destruição, cada qual em Btu/min, para o dispositivo do Problema 12.102. Suponha que o ambiente seja uma mistura de ar seco e de vapor d'água a 95°F (35°C) e 1 atm com $y_v^e = 0{,}022$, $y_a^e = 0{,}978$. Além disso, suponha que $c_{pa} = 0{,}24$ Btu/lb · °R (1,00 kJ/kg · K) e $c_{pv} = 0{,}44$ Btu/lb · °R (1,84 kJ/kg · K).

13.114 A Fig. P13.114 fornece dados para uma torre de resfriamento em regime permanente. Determine a taxa de exergia de destruição, em Btu/min. Suponha que o ambiente seja uma mistura de ar seco e vapor d'água a 90°F (32,2°C) e 1 atm com $y_v^e = 0{,}024$, $y_a^e = 0{,}976$. Além disso, suponha que $c_{pa} = 0{,}24$ Btu/lb · °R (1,00 kJ/kg · K) e $c_{pv} = 0{,}44$ Btu/lb · °R (1,84 kJ/kg · K).

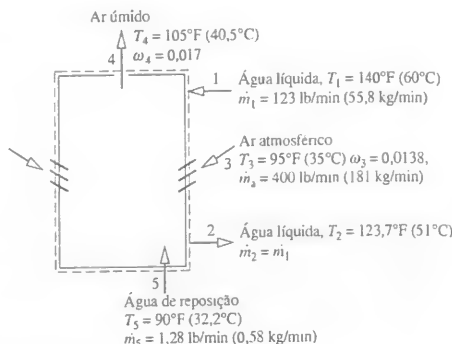



Fig. P13.114

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

13.1P A expressão *chuva ácida* é freqüentemente utilizada hoje em dia. Defina o significado dessa expressão. Escreva um relatório no qual você discuta a origem e as conseqüências da chuva ácida bem como as opções para o seu controle. Inclua pelo menos três referências.

13.2P Muitos especialistas têm manifestado preocupação de que a liberação de CO_2 na atmosfera devido à combustão de combustíveis fósseis esteja contribuindo para o *aquecimento global*. Escreva um trabalho em que você reveja as evidências científicas e leve em conta a contribuição da combustão dos combustíveis fósseis para o aquecimento global. Compare e verifique as diferenças dessa evidência com os dados similares da combustão de *biocombustíveis* derivados de matéria vegetal. Inclua pelo menos três referências.

13.3P Cerca de 234 milhões de pneus são descartados anualmente nos EUA, aumentando a pilha de 2 a 3 bilhões de pneus velhos descartados nos anos anteriores. Escreva um memorando que discuta as vantagens e desvantagens potenciais de se utilizarem pneus velhos como combustível. Como o poder calorífico de pneus velhos se compara aos poderes caloríficos da gasolina e dos carvões comumente utilizados? Como a análise imediata de pneus velhos se compara com a análise imediata de carvões comumente utilizados?

13.4P Um tipo de carvão com a seguinte análise imediata.

$$\left\{\begin{matrix}75{,}8\%\ C,\ 5{,}1\%\ H,\ 8{,}2\%\ O,\ 1{,}5\%\ N, \\ 1{,}6\%\ S,\ 7{,}8\%\ \text{cinzas não-combustíveis}\end{matrix}\right\}$$

é queimado em uma caldeira de uma usina termoelétrica. Se todo o enxofre presente na parcela combustível forma SO_2, determine se a usina estaria em acordo com as normas que regulam as emissões de enxofre. Discuta as opções para se remover o SO_2 dos gases de chaminés. Avalie a efetividade das várias tecnologias disponíveis para esse objetivo e considere os problemas ambientais a elas associados.

13.5P A Fig. P13.5P mostra uma caldeira alimentada a gás para a geração de vapor integrada com um trocador de calor *de contato direto com mudança de fase* que descarrega água morna para tarefas tais como aquecimento de ambientes, aquecimento de água e preaquecimento de ar de combustão. Para uma operação anual de 7200 h, estime a economia anual de combustível, em reais, pela integração dessas funções. Que outras considerações de custo devem influir na decisão de se instalar esse trocador de calor de mudança de fase? Discuta.

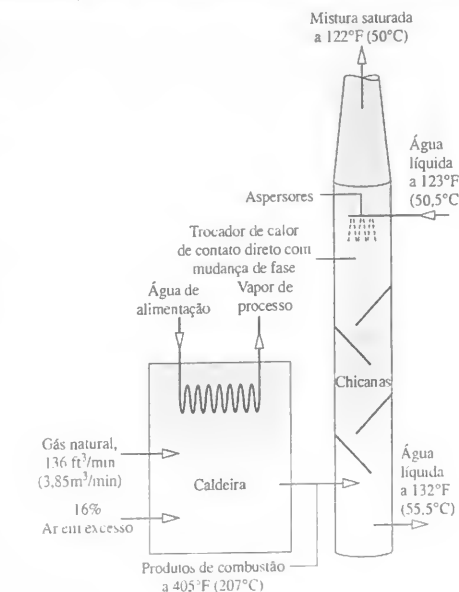



Fig. P13.5P

13.6P Uma fábrica necessita de 3750 kW de potência elétrica e vapor de alto título a 107°C com uma vazão mássica de 2,2 kg/s. Duas opções estão sob análise:

Opção 1: Uma única caldeira gera vapor a 2,0 MPa e 320°C, suprindo uma turbina que descarrega em um condensador a 0,007 MPa. O vapor é extraído da turbina a 107°C, e, após o uso, retorna como líquido à caldeira.

Opção 2: Uma caldeira gera vapor a 2,0 MPa e 320°C, suprindo uma turbina que descarrega em um condensador a 0,007 MPa. Uma outra caldeira de vapor de processo gera o vapor necessário a 107°C, que, após o uso, retorna como líquido à caldeira.

Nas caldeiras, gás natural é queimado com 20% de ar em excesso. Efetue uma análise termoeconômica completa baseada em 7200 h de operação anual.

13.7P A Fig. P13.7P mostra o desenho esquemático de um preaquecedor de ar para uma caldeira de uma usina termoelétrica alimentada por carvão. Um projeto alternativo eliminaria o preaquecedor de ar, suprindo ar para a fornalha diretamente a 30°C e descarregando o gás de combustão a 260°C. Todas as outras características permaneceriam inalteradas. Baseando-se em análises termodinâmicas e econômicas, recomende uma das duas opções para considerações futuras. A análise do carvão em base mássica é

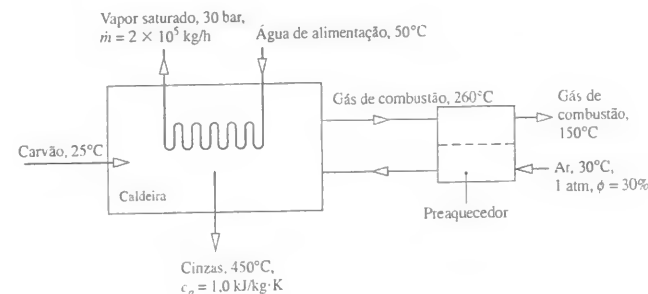
$$\{76\%\ C,\ 5\%\ H,\ 8\%\ O,\ 11\%\ \text{cinzas não-combustíveis}\}$$

O poder calorífico superior do carvão é de 26.000 kJ/kg. A análise molar do gás de combustão em uma base seca é

$$\{7{,}8\%\ CO_2,\ 1{,}2\%\ CO,\ 11{,}4\%\ O_2,\ 79{,}6\%\ N_2\}$$

13.8P Vazamentos e derramamentos de combustíveis ou de produtos químicos podem ter conseqüências catastróficas; sendo assim, os riscos associados a tais eventos devem ser bem entendidos. Prepare um memorando sobre um dos itens a seguir:

(a) Experiências com dutos interestaduais mostram que vazamentos de propano são usualmente muito mais perigosos do que vazamentos de gás natural ou de líquidos tais como gasolina. Por que é assim?
(b) O parâmetro mais importante na determinação da taxa de liberação acidental de um combustível ou de um produto químico de um reservatório de armazenamento é geralmente o tamanho da abertura. *Grosso modo*, quão mais rápido uma substância seria liberada a partir de um furo de 1 cm do que de um furo de 1 mm? Quais são as implicações desse fato?

13.9P No ano 2010, pelo menos 60.000 MW de potência elétrica poderão ser gerados em toda parte por células de combustível. Um passo nesta direção foi dado em Santa Clara, Califórnia, onde foi instalada uma usina de potência de célula de combustível de demonstração, de 2 MW, sob o patrocínio de um consórcio de companhias elétricas e de gás. Faça um memorando sucinto sobre esse projeto de demonstração de Santa Clara. Inclua um desenho esquemático do sistema. Para estudos posteriores de células de combustível:

(a) Quais são as principais características que fazem com que a tecnologia de células de combustível seja atrativa para a geração de potência? O desempenho de uma célula de combustível é limitado pela eficiência do ciclo de Carnot? Discuta.
(b) Os tipos de células de combustível listados na Tabela 13.1 são considerados de apelo comercial. Investigue os domínios específicos de aplicação desses tipos de células de combustível. Escreva um relatório incluindo pelo menos três referências.
(c) A *vida útil* e os *custos de instalação* são dois parâmetros considerados críticos para o desenvolvimento de células de combustível. O que significa vida útil e por que isto é importante? Quais são os custos de instalação projetados, em US$ por kW, da tecnologia atual de células de combustível para geração de potência em larga escala? Para ser competitivo com sistemas convencionais de potência tais como turbinas a gás, qual deveria ser o custo de instalação a ser buscado para células de combustível? Discuta.
(d) Quais são os principais problemas que devem ser resolvidos para células de combustível para serem largamente utilizadas para geração de potência em automóveis e caminhões? Escreva um relatório incluindo pelo menos três referências.

13.10P Evidências sugerem que eventos meteorológicos mais freqüentes e graves, o derretimento dos glaciares e das calotas polares, e outras mudanças observadas na natureza são ligados às emissões de combustíveis fósseis. Pesquisadores têm desenvolvido simulações detalhadas para prever padrões de tempo globais e investigar os efeitos do CO_2 e de outras emissões gasosas sobre o tempo. Investigue as hipóteses subjacentes do modelamento e características das simulações computacionais utilizadas para prever padrões de tempo globais. Escreva um relatório, incluindo pelo menos três referências, sobre suas descobertas.

13.11P Investigue as vantagens e desvantagens do hidrogênio e do metanol como combustíveis para dispositivos eletrônicos portáteis alimentados por células de combustível. Escreva um relatório incluindo pelo menos três referências.

Fig. P13.7P

Equilíbrio de Fases e Químico

Contexto de Engenharia

O objetivo deste capítulo é considerar o conceito de equilíbrio em maior profundidade do que tem sido feito até aqui. Na primeira parte do capítulo, desenvolvem-se os conceitos fundamentais utilizados para o estudo do equilíbrio de fases e do equilíbrio químico. Na segunda parte, o estudo de sistemas reagentes iniciado no Cap. 13 continua com a discusão do equilíbrio *químico* em uma única fase. Maior ênfase é dada ao caso de misturas reagentes de gases ideais. A terceira parte do capítulo diz respeito ao equilíbrio *de fases*. Nessa fase, consideramos o equilíbrio de sistemas de multicomponentes, multifásicos e não-reagentes e apresentamos a *regra das fases*

Objetivos de Aprendizagem

Quando você completar o estudo deste capítulo estará apto a....

✓ demonstrar entendimento dos principais conceitos relacionados ao equilíbrio de fases e ao equilíbrio químico, incluindo critérios para o equilíbrio, a constante de equilíbrio e a regra das fases de Gibbs.

✓ aplicar a relação de constante de equilíbrio, Eq. 14.35, para relacionar a pressão, a temperatura e a constante de equilíbrio para misturas de gases ideais, envolvendo reações individuais e reações múltiplas.

✓ utilizar os conceitos de equilíbrio químico com balanço de energia.

✓ determinar a temperatura de equilíbrio de chama.

✓ aplicar a regra das fases de Gibbs, Eq. 14.68

Fundamentos do Equilíbrio

Nesta parte do capítulo, desenvolvemos os conceitos fundamentais, que serão úteis no estudo do equilíbrio de fases e do equilíbrio químico. Entre estes estão os critérios de equilíbrio e o conceito de potencial químico.

14.1 Introduzindo Critérios de Equilíbrio

equilíbrio termodinâmico

Diz-se que um sistema está em ***equilíbrio termodinâmico*** se, quando este é isolado de sua vizinhança, não há mudança macroscopicamente observável. Um importante requisito para o equilíbrio é a temperatura ser uniforme por todo o sistema ou para cada parte do sistema em contato térmico. Se esta condição não for atendida, podem ocorrer transferências de calor espontâneas de um local para outro quando o sistema estiver isolado. Também não deve haver forças não-equilibradas entre as partes do sistema. Estas condições garantem que o sistema esteja em equilíbrio térmico e mecânico, mas ainda há a possibilidade de não existir equilíbrio completo. Pode ocorrer um processo que envolva uma reação química, uma transferência de massa entre fases, ou ambas. O objetivo desta seção é apresentar critérios que possam ser aplicados para se decidir se um sistema em um determinado estado está em equilíbrio. Esses critérios são desenvolvidos por meio do princípio da conservação de energia e da segunda lei da termodinâmica, como será discutido a seguir.

Considere o caso de um sistema compressível simples, de massa constante, para o qual a temperatura e a pressão são uniformes para todas as posições do sistema. Na ausência de movimentos globais do sistema e ignorando-se a influência da gravidade, o balanço de energia em sua forma diferencial (Eq. 2.36) é

$$dU = \delta Q - \delta W$$

Se a mudança de volume for o único modo de trabalho e a pressão for uniforme com a posição por todo o sistema, $\delta W = p\,dV$. Introduzindo esta expressão no balanço de energia e resolvendo para δQ, temos:

$$\delta Q = dU + p\,dV$$

Como a temperatura é uniforme com a posição por todo o sistema, o balanço de entropia em sua forma diferencial (Eq. 6.25) é

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \delta\sigma$$

Eliminando δQ das duas últimas equações, temos

$$T\,dS - dU - p\,dV = T\,\delta\sigma \tag{14.1}$$

A entropia é produzida em processos reais e só é conservada, na ausência de irreversibilidades. Por isso, a Eq. 14.1 impõe uma restrição no sentido dos processos. Os únicos processos permitidos são aqueles nos quais $\delta\sigma \geq 0$. Assim,

$$T\,dS - dU - p\,dV \geq 0 \tag{14.2}$$

S — $S_{máx}$ — U, V determinadas

A Eq. 14.2 pode ser utilizada para o estudo do equilíbrio em várias condições. ➡ **POR EXEMPLO...** um processo que ocorre em um recipiente de pressão isolado de volume constante, onde $dU = 0$ e $dV = 0$, deve ser tal que

$$dS]_{U,V} \geq 0 \tag{14.3}$$

A Eq. 14.3 sugere que mudanças do estado de um sistema fechado, com energia interna e volume constantes, podem ocorrer apenas na direção de *entropia crescente*. A expressão também implica que a entropia se aproxime de um *máximo* à medida que se aproxima de um estado de equilíbrio. Este é um caso especial do princípio do aumento de entropia apresentado na Seção 6.8.1 ⬅

função de Gibbs

Um caso importante para o estudo dos equilíbrios de fases e químico é aquele no qual a temperatura e a pressão são determinadas. Para este caso, é conveniente empregar a ***função de Gibbs*** em sua forma extensiva

$$G = H - TS = U + pV - TS$$

Gerando a expressão diferencial

$$dG = dU + p\,dV + V\,dp - T\,dS - S\,dT$$

ou, rearrumando,

$$dG - V\,dp + S\,dT = -(T\,dS - dU - p\,dV)$$

A não ser pelo sinal negativo, o lado direito desta equação é o mesmo que a expressão apresentada na Eq. 14.2. Conseqüentemente, a Eq. 14.2 pode ser escrita como

$$dG - V\,dp + S\,dT \leq 0 \tag{14.4}$$

onde a desigualdade muda de sentido devido ao sinal negativo mencionado anteriormente.

Pode-se concluir a partir da Eq. 14.4 que qualquer processo que ocorra a temperatura e pressão especificadas ($dT = 0$ e $dp = 0$) deve ser tal que

$$dG]_{T,p} \leq 0 \tag{14.5}$$

Essa desigualdade indica que a função de Gibbs de um sistema a T e p determinadas *diminui* durante o processo irreversível. Cada passo de tal processo resulta em uma diminuição da função de Gibbs do sistema e traz o sistema para mais perto do equilíbrio. O estado de equilíbrio é aquele em que há o valor *mínimo* da função de Gibbs. Portanto, quando

$$dG]_{T,p} = 0 \tag{14.6}$$

critério de equilíbrio

tem-se o equilíbrio. Em discussões subseqüentes, vamos nos referir à Eq. 14.6 como o ***critério de equilíbrio***.

A Eq. 14.6 provê a relação entre as propriedades de um sistema quando este está em estado de equilíbrio. A maneira pela qual o estado de equilíbrio é alcançado não importa; porém, uma vez que o estado de equilíbrio seja alcançado, existe um sistema a T e p determinadas e nenhuma mudança espontânea poderá ocorrer. Quando se aplica a Eq. 14.6, pode-se, em conseqüência, especificar a temperatura T e a pressão p, mas não é necessário também requerer que o sistema realmente alcance o equilíbrio a T e p determinadas.

14.1.1 Potencial Químico e Equilíbrio

Nesta discussão, a função de Gibbs é considerada adicionalmente como um pré-requisito para a aplicação do critério de equilíbrio $dG]_{T,p} = 0$, apresentado anteriormente. Começamos observando que qualquer propriedade *extensiva* de fase única, de sistema de um único componente é função de duas propriedades intensivas independentes e do tamanho do sistema. Selecionando a temperatura e a pressão como propriedades independentes e o número de mols n como uma medida do tamanho, podemos expressar a função de Gibbs da forma $G = G(T, p, n)$. Para um ***sistema de múltiplos componentes*** de fase única, G pode então ser considerado uma função da temperatura, da pressão e do número de mols de cada componente presente, e escrevemos $G = G(T, p, n_1, n_2, \ldots, n_j)$.

sistema de multicomponentes

Se cada número de mols é multiplicado por α, o tamanho do sistema é alterado pelo mesmo fator e o mesmo ocorre com o valor de cada propriedade extensiva. Assim, para a função de Gibbs pode-se escrever

$$\alpha G(T, p, n_1, n_2, \ldots, n_j) = G(T, p, \alpha n_1, \alpha n_2, \ldots, \alpha n_j)$$

Diferenciando-se em relação a α enquanto se mantêm constantes a temperatura, a pressão e o número de mols, e utilizando-se a regra da cadeia do lado direito, tem-se

$$G = \frac{\partial G}{\partial(\alpha n_1)} n_1 + \frac{\partial G}{\partial(\alpha n_2)} n_2 + \cdots + \frac{\partial G}{\partial(\alpha n_j)} n_j$$

Esta equação é empregada para todos os valores de α. Em especial, vale para $\alpha = 1$. Fazendo $\alpha = 1$, obtemos a seguinte expressão:

$$G = \sum_{i=1}^{j} n_i \left(\frac{\partial G}{\partial n_i}\right)_{T,p,n_l} \tag{14.7}$$

onde o subscrito n_l indica que todos os n, exceto n_i, são mantidos constantes durante a diferenciação.

potencial químico

As derivadas parciais que surgem na Eq. 14.7 têm tal importância para o nosso estudo de equilíbrio de fases e químico que estas recebem uma denominação e símbolo especiais. O ***potencial químico*** do componente i, simbolizado por μ_i, é definido como

$$\mu_i = \left(\frac{\partial G}{\partial n_i}\right)_{T,p,n_l} \tag{14.8}$$

O potencial químico é uma *propriedade intensiva*. Com a Eq. 14.8, a Eq. 14.7 torna-se

$$G = \sum_{i=1}^{j} n_i \mu_i \tag{14.9}$$

O critério de equilíbrio apresentado pela Eq. 14.6 pode ser escrito em termos dos potenciais químicos, fornecendo uma expressão de fundamental importância para as discussões subseqüentes sobre equilíbrio. Aplicando a diferenciação de $G(T, p, n_1, \ldots, n_j)$ enquanto se mantêm constantes a temperatura e a pressão, obtemos

$$dG]_{T,p} = \sum_{i=1}^{j} \left(\frac{\partial G}{\partial n_i} \right)_{T,p,n_l} dn_i$$

As derivadas parciais são reconhecidas da Eq. 14.8 como os potenciais químicos; portanto,

$$dG]_{T,p} = \sum_{i=1}^{j} \mu_i \, dn_i \tag{14.10}$$

Com a Eq. 14.10, o critério de equilíbrio $dG]_{T,p} = 0$ pode ser posto na forma

$$\sum_{i=1}^{j} \mu_i \, dn_i = 0 \tag{14.11}$$

Assim como a Eq. 14.6, a partir da qual é obtida, esta equação fornece uma relação entre as propriedades de um sistema quando este está *em* um estado de equilíbrio no qual a temperatura é T e a pressão é p. Tal como a Eq. 14.6, esta equação aplica-se a um estado particular, e a maneira pela qual o estado é alcançado não importa.

14.1.2 Estimando Potenciais Químicos

Os meios para se estimarem potenciais químicos para dois casos de interesse são apresentados nesta seção: uma substância pura de uma única fase e uma mistura de gases ideais.

SUBSTÂNCIA PURA DE UMA ÚNICA FASE. Um caso elementar que será considerado em seguida neste capítulo é do equilíbrio entre duas fases de uma substância pura. Para uma substância pura de uma única fase, a Eq. 14.9 torna-se simplesmente

$$G = n\mu$$

ou

$$\mu = \frac{G}{n} = \bar{g} \tag{14.12}$$

Ou seja, o potencial químico é justamente a função de Gibbs por mol.

MISTURA DE GASES IDEAIS. Um caso importante para o estudo do equilíbrio químico é o de uma mistura de gases ideais. A entalpia e a entropia de uma mistura de gases ideais são dadas por

$$H = \sum_{i=1}^{j} n_i \bar{h}_i(T) \qquad \text{e} \qquad S = \sum_{i=1}^{j} n_i \bar{s}_i(T, p_i)$$

onde $p_i = y_i p$ é a pressão parcial do componente i. Conseqüentemente, a função de Gibbs toma a forma

$$G = H - TS = \sum_{i=1}^{j} n_i \bar{h}_i(T) - T \sum_{i=1}^{j} n_i \bar{s}_i(T, p_i)$$

$$= \sum_{i=1}^{j} n_i [\bar{h}_i(T) - T \bar{s}_i(T, p_i)] \qquad \text{(gás ideal)} \tag{14.13}$$

Introduzindo a função de Gibbs molar do componente i, temos

$$\bar{g}_i(T, p_i) = \bar{h}_i(T) - T\bar{s}_i(T, p_i) \qquad \text{(gás ideal)} \tag{14.14}$$

A Eq. 14.13 pode ser expressa como

$$G = \sum_{i=1}^{j} n_i \bar{g}_i(T, p_i) \qquad \text{(gás ideal)} \tag{14.15}$$

A comparação da Eq. 14.15 com a Eq. 14.9 sugere que

$$\mu_i = \bar{g}_i(T, p_i) \qquad \text{(gás ideal)} \tag{14.16}$$

Ou seja, o potencial químico do componente i em uma mistura de gases ideais é igual à sua função de Gibbs por mol de i, estimada à temperatura da mistura e à pressão parcial de i na mistura. A Eq. 14.16 pode ser obtida formalmente fazendo-se a derivada parcial da Eq. 14.15 em relação a n_i, mantendo-se constantes a temperatura, a pressão e os n restantes, e então aplicando-se a definição de potencial químico, Eq. 14.8.

O potencial químico do componente i em uma mistura de gases ideais pode ser expressa de uma maneira alternativa que é, de certa forma, mais conveniente para as aplicações subsequentes. Utilizando-se a Eq. 13.23, a Eq. 14.14 torna-se

$$\mu_i = \bar{h}_i(T) - T\bar{s}_i(T, p_i)$$

$$= \bar{h}_i(T) - T\left(\bar{s}_i^\circ(T) - \bar{R} \ln \frac{y_i p}{p_{ref}}\right)$$

$$= \bar{h}_i(T) - T\bar{s}_i^\circ(T) + \bar{R}T \ln \frac{y_i p}{p_{ref}}$$

na qual p_{ref} é de 1 atm e y_i é a fração molar do componente i em uma mistura à temperatura T e à pressão p. A última equação pode ser escrita compactamente como

$$\mu_i = \bar{g}_i^\circ + \bar{R}T \ln \frac{y_i p}{p_{ref}} \qquad \text{(gás ideal)} \tag{14.17}$$

sendo $\bar{g}_i^\circ$ a função de Gibbs do componente i estimada à temperatura T e à pressão de 1 atm. Mais detalhes relativos ao conceito de potencial químico são fornecidos na Seção 11.9. A Eq. 14.17 é a mesma que a Eq. 11.144 já desenvolvida.

Bio conexões

O corpo humano, como todas as coisas vivas, existe em um tipo de equilíbrio que, em biologia, é considerado um *equilíbrio dinâmico* chamado *homeostase*. O termo refere-se à capacidade que tem o corpo de regular seu estado interno, tal como a temperatura do corpo, dentro de limites específicos necessários para a vida, apesar das condições do ambiente externo ou do nível de esforço. Dentro do corpo, mecanismos de realimentação regulam várias variáveis que devem ser mantidas sob controle. Se esse equilíbrio dinâmico não puder ser mantido em função da forte influência da vizinhança, os seres vivos podem adoecer e morrer.

Os numerosos mecanismos de controle do corpo são diversos, mas têm alguns elementos em comum. Em geral, envolvem um laço de realimentação que inclui uma forma de sentir a flutuação de uma variável de sua condição desejada e gerar uma ação corretiva para trazer a variável de volta à faixa desejada. Existem dentro do corpo laços de realimentação ao nível de células, de sistemas de fluidos corporais (como o sistema circulatório), de tecidos e de órgãos. Esses laços de realimentação também interagem para manter a homeostasia de modo semelhante a um termostato residencial que regula o sistema de aquecimento e de resfriamento em uma casa. Os mecanismos são altamente estáveis, contanto que as condições externas não sejam muito rigorosas.

Um exemplo da complexidade da homeostasia é a maneira pela qual o corpo mantém o nível de glicose no sangue dentro de limites desejados. A glicose é um "combustível" essencial para os processos no interior das células. Absorvida pelo sistema digestivo de alimentos, ou armazenada como glicogênio no fígado, a glicose é distribuída pela corrente sanguínea para as células. O corpo sente o nível de glicose no sangue e várias glândulas produzem hormônios para *estimular* a conversão de glicose do glicogênio armazenado, se necessário para complementar a ingestão de alimentos, ou *inibir* a liberação de glicose, como se faz necessário para manter os níveis desejados. Diversos hormônios diferentes e numerosos órgãos do corpo estão envolvidos. O resultado é um balanço que é altamente estável dentro de limites de necessidade do corpo para o equilíbrio homeostático.

Equilíbrio Químico

Nesta parte do capítulo, o critério de equilíbrio $dG]_{T,p} = 0$ apresentado na Seção 14.1 é utilizado para o estudo do equilíbrio de misturas reagentes. O objetivo é estabelecer a composição presente no equilíbrio para determinadas temperatura e pressão. Um parâmetro importante para a determinação da composição no equilíbrio é a *constante de equilíbrio*. Apresentamos a constante de equilíbrio, e seu uso é exemplificado por meio de vários exemplos resolvidos. A discussão diz respeito apenas a estados de equilíbrio de sistemas reagentes, e não se pode deduzir qualquer informação quanto às *taxas de reação*. Se o equilíbrio de uma mistura se formará rapidamente ou lentamente é algo que só pode ser determinado por considerações da *cinética química*, tema que não é tratado neste texto.

14.2 Equação de Reação de Equilíbrio

No Cap. 13, os princípios da conservação de massa e da conservação de energia são aplicados a sistemas reagentes através da suposição de que as reações podem ocorrer tal como escritas. No entanto, a extensão à qual uma reação química prossegue é limitada por vários fatores. Em geral, a composição dos produtos realmente formados a partir de um dado conjunto de reagentes, e as quantidades relativas dos produtos, só podem ser determinadas por meio de experimentos. No entanto, o conhecimento da composição que estaria presente quando uma reação prossegue para o equilíbrio costuma ser útil. A *equação de reação de equilíbrio* apresentada nesta seção fornece as bases para a determinação da composição de equilíbrio de uma mistura reagente.

CASO INTRODUTÓRIO. Considere um sistema fechado que consista inicialmente em uma mistura gasosa de hidrogênio e oxigênio. Várias reações podem ocorrer, inclusive

$$1H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons 1H_2O \qquad (14.18)$$

$$1H_2 \rightleftharpoons 2H \qquad (14.19)$$

$$1O_2 \rightleftharpoons 2O \qquad (14.20)$$

Consideremos, para efeito de exemplificação, apenas a primeira das reações anteriores, na qual o hidrogênio e o oxigênio se combinam para gerar água. No equilíbrio, o sistema consistirá, em geral, em três componentes: H_2, O_2 e H_2O, uma vez que nem todo hidrogênio e oxigênio presentes inicialmente precisam reagir. *Variações* nas quantidades desses componentes durante cada passo diferencial da reação que levem à formação de uma mistura em equilíbrio são regidas pela Eq. 14.18. Ou seja,

$$dn_{H_2} = -dn_{H_2O}, \qquad dn_{O_2} = -\tfrac{1}{2}dn_{H_2O} \qquad (14.21a)$$

onde dn indica uma variação diferencial no seu respectivo componente. O sinal de menos indica que as quantidades de hidrogênio e de oxigênio presentes decrescem à medida que a reação prossegue para a direita. As Eqs. 14.21a podem ser expressas alternativamente como

$$\frac{-dn_{H_2}}{1} = \frac{-dn_{O_2}}{\frac{1}{2}} = \frac{dn_{H_2O}}{1} \qquad (14.21b)$$

que enfatiza que aumentos ou diminuições dos componentes são proporcionais aos coeficientes estequiométricos da Eq. 14.18.

O equilíbrio é uma condição de *balanço*. Conseqüentemente, como sugerem os sentidos das setas na Eq. 14.18, quando o sistema está em equilíbrio, a tendência do hidrogênio e do oxigênio de formar água é perfeitamente balanceada com a tendência da água de dissociar-se em oxigênio e hidrogênio. O critério de equilíbrio $dG]T, p = 0$ pode ser utilizado para determinar a composição em um estado de equilíbrio em que a temperatura é T e a pressão é p. Para isto é necessária a estimativa do diferencial $dG]T, p$ em termos das propriedades do sistema.

Para o caso atual, a Eq. 14.10 fornece a diferença na função de Gibbs da mistura entre dois estados que tenham as mesmas temperatura e pressão mas apresentem composições que diferem entre si infinitesimalmente, levando à seguinte forma:

$$dG]_{T,p} = \mu_{H_2}\,dn_{H_2} + \mu_{O_2}\,dn_{O_2} + \mu_{H_2O}\,dn_{H_2O} \qquad (14.22)$$

As mudanças no número de mols está relacionada à Eq. 14.21. Logo,

$$dG]_{T,p} = (-1\mu_{H_2} - \tfrac{1}{2}\mu_{O_2} + 1\mu_{H_2O})\,dn_{H_2O}$$

No equilíbrio, $dG]T, p = 0$, portanto o termo entre parênteses deve ser nulo. Ou seja,

$$-1\mu_{H_2} - \tfrac{1}{2}\mu_{O_2} + 1\mu_{H_2O} = 0$$

Quando expresso em uma forma que se assemelha à da Eq. 14.18, torna-se

$$1\mu_{H_2} + \tfrac{1}{2}\mu_{O_2} = 1\mu_{H_2O} \qquad (14.23)$$

A Eq. 14.23 é a *equação de reação de equilíbrio* para o caso em estudo. Os potenciais químicos são funções da temperatura, da pressão e da composição. Assim, a composição que estaria presente no equilíbrio para temperatura e pressão dadas poderia ser determinada, em princípio, pela resolução desta equação. O procedimento de solução é descrito na próxima seção.

CASO GERAL. O desenvolvimento anterior pode ser repetido para reações que envolvam qualquer número de componentes. Considere um sistema fechado que contenha *cinco* componentes, A, B, C, D e E, a temperatura e pressão dadas, sujeito a uma única reação química na forma

$$\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D \qquad (14.24)$$

onde os ν são coeficientes estequiométricos. Supõe-se que o componente E seja inerte e assim não aparece na equação de reação. Como veremos, o componente E influi, sim, na composição do equilíbrio, ainda que não participe da reação química. A forma da Eq. 14.24 sugere que, no equilíbrio, a tendência de A e B formar C e D é precisamente balanceada pela tendência de C e D formar A e B.

Os coeficientes estequiométricos ν_A, ν_B, ν_C e ν_D não correspondem ao número de mols respectivos dos componentes presentes. As quantidades dos componentes presentes são designadas n_A, n_B, n_C, n_D e n_E. Porém, *variações* na quantidade de componentes presentes conduzem a uma relação final com os valores dos coeficientes estequiométricos. Ou seja,

$$\frac{-dn_A}{\nu_A} = \frac{-dn_B}{\nu_B} = \frac{dn_C}{\nu_C} = \frac{dn_D}{\nu_D} \qquad (14.25a)$$

onde o sinal negativo indica que A e B podem ser consumidos quando C e D forem produzidos. Visto que E é inerte, a quantidade deste componente permanece constante, então $dn_E = 0$.

Introduzindo-se um fator de proporcionalidade $d\varepsilon$, as Eqs. 14.25a tomam a forma

$$\frac{-dn_A}{\nu_A} = \frac{-dn_B}{\nu_B} = \frac{dn_C}{\nu_C} = \frac{dn_D}{\nu_D} = d\varepsilon$$

da qual são obtidas as seguintes expressões:

$$\begin{aligned} dn_A &= -\nu_A\,d\varepsilon, & dn_B &= -\nu_B\,d\varepsilon \\ dn_C &= \nu_C\,d\varepsilon, & dn_D &= \nu_D\,d\varepsilon \end{aligned} \qquad (14.25b)$$

grau de reação

O parâmetro ε é às vezes referido como ***grau de reação***.

Para o sistema que estamos analisando, a Eq. 14.10 toma a forma

$$dG]_{T,p} = \mu_A\,dn_A + \mu_B\,dn_B + \mu_C\,dn_C + \mu_D\,dn_D + \mu_E\,dn_E$$

Se introduzirmos as Eqs. 14.25b e observarmos que $dn_E = 0$, esta se torna

$$dG]_{T,p} = (-\nu_A\mu_A - \nu_B\mu_B + \nu_C\mu_C + \nu_D\mu_D)\,d\varepsilon$$

No equilíbrio, $dG]_{T,p} = 0$, portanto o termo entre parênteses deve ser nulo. Ou seja,

$$-\nu_A\mu_A - \nu_B\mu_B + \nu_C\mu_C + \nu_D\mu_D = 0$$

ou, quando é escrita em uma forma que lembra a Eq. 14.24,

$$\nu_A\mu_A + \nu_B\mu_B = \nu_C\mu_C + \nu_D\mu_D \qquad (14.26)$$

equação de reação de equilíbrio

Para o caso atual, a Eq. 14.26 é a ***equação de reação de equilíbrio***. Em princípio, a composição que estaria presente no equilíbrio para temperatura e pressão dadas pode ser determinada através da solução dessa equação. O procedimento de solução é simplificado através do conceito de *constante de equilíbrio*, a ser apresentado na próxima seção.

14.3 Cálculo de Composições de Equilíbrio

O objetivo desta seção é mostrar como a composição de equilíbrio de um sistema a temperatura e pressão especificadas pode ser determinada pela resolução da equação de reação de equilíbrio. Para isso, um importante papel é desempenhado pela *constante de equilíbrio*.

14.3.1 Constante de Equilíbrio para Misturas de Gases Ideais

O primeiro passo na resolução da equação de reação de equilíbrio, a Eq. 14.26, para composição de equilíbrio está na introdução de expressões para os potenciais químicos em termos da temperatura, da pressão e da composição. Para uma mistura de gases ideais, pode-se utilizar a Eq. 14.17 para esse propósito. Quando esta expressão é introduzida para cada um dos componentes A, B, C e D, a Eq. 14.26 torna-se

$$\begin{aligned} &\nu_A\left(\bar{g}_A^\circ + \bar{R}T\ln\frac{y_A p}{p_{ref}}\right) + \nu_B\left(\bar{g}_B^\circ + \bar{R}T\ln\frac{y_B p}{p_{ref}}\right) \\ &= \nu_C\left(\bar{g}_C^\circ + \bar{R}T\ln\frac{y_C p}{p_{ref}}\right) + \nu_D\left(\bar{g}_D^\circ + \bar{R}T\ln\frac{y_D p}{p_{ref}}\right) \end{aligned} \qquad (14.27)$$

sendo $\bar{g}_i^\circ$ a função de Gibbs do componente i estimado à temperatura T e à pressão $p_{ref} = 1$ atm. A Eq. 14.27 é a relação de trabalho básica para o equilíbrio químico em uma mistura de gases ideais. Porém, cálculos posteriores serão facilitados se forem escritos de uma forma alternativa, como se segue

Reúna os termos semelhantes e rearranje a Eq. 14.27 como

$$(\nu_C \bar{g}_C^\circ + \nu_D \bar{g}_D^\circ - \nu_A \bar{g}_A^\circ - \nu_B \bar{g}_B^\circ)$$
$$= -\bar{R}T\left(\nu_C \ln \frac{y_C p}{p_{ref}} + \nu_D \ln \frac{y_D p}{p_{ref}} - \nu_A \ln \frac{y_A p}{p_{ref}} - \nu_B \ln \frac{y_B p}{p_{ref}}\right) \quad (14.28)$$

O termo do lado esquerdo da Eq. 14.28 pode ser expresso concisamente como ΔG°. Ou seja,

$$\Delta G^\circ = \nu_C \bar{g}_C^\circ + \nu_D \bar{g}_D^\circ - \nu_A \bar{g}_A^\circ - \nu_B \bar{g}_B^\circ \quad (14.29a)$$

que é a variação da função de Gibbs para a reação dada pela Eq. 14.24 se cada reagente e cada produto forem separados à temperatura T e à pressão de 1 atm. Esta expressão pode ser escrita alternativamente em termos das entalpias e entropias específicas como

$$\Delta G^\circ = \nu_C(\bar{h}_C - T\bar{s}_C^\circ) + \nu_D(\bar{h}_D - T\bar{s}_D^\circ) - \nu_A(\bar{h}_A - T\bar{s}_A^\circ) - \nu_B(\bar{h}_B - T\bar{s}_B^\circ)$$
$$= (\nu_C \bar{h}_C + \nu_D \bar{h}_D - \nu_A \bar{h}_A - \nu_B \bar{h}_B) - T(\nu_C \bar{s}_C^\circ + \nu_D \bar{s}_D^\circ - \nu_A \bar{s}_A^\circ - \nu_B \bar{s}_B^\circ) \quad (14.29b)$$

Como a entalpia de um gás ideal depende apenas da temperatura, os $\bar{h}$ da Eq. 14.29b são estimados à temperatura T. Como indica o sobrescrito °, cada entropia é estimada à temperatura T e a uma pressão de 1 atm.

Substituindo-se a Eq. 14.29a na Eq. 14.28 e combinando os termos que envolvem logaritmos em uma única expressão, obtém-se

$$-\frac{\Delta G^\circ}{\bar{R}T} = \ln\left[\frac{y_C^{\nu_C} y_D^{\nu_D}}{y_A^{\nu_A} y_B^{\nu_B}}\left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{\nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B}\right] \quad (14.30)$$

A Eq. 14.30 é simplesmente a forma assumida pela equação de reação de equilíbrio, Eq. 14.26, para uma mistura de gases ideais sujeita à reação da Eq. 14.24. Como mostram os exemplos a seguir, podem ser escritas expressões semelhantes para outras reações.

A Eq. 14.30 pode ser expressa de maneira concisa como

$$-\frac{\Delta G^\circ}{\bar{R}T} = \ln K(T) \quad (14.31)$$

constante de equilíbrio

onde K é a ***constante de equilíbrio*** definida por

$$K(T) = \frac{y_C^{\nu_C} y_D^{\nu_D}}{y_A^{\nu_A} y_B^{\nu_B}}\left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{\nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B} \quad (14.32)$$

Dados os valores dos coeficientes estequiométricos, ν_A, ν_B, ν_C e ν_D, e à temperatura T, pode-se estimar o lado esquerdo da Eq. 14.31 utilizando-se qualquer uma das Eqs. 14.29 em conjunto com dados de propriedades adequados. A equação pode ser então resolvida para se determinar o valor da constante de equilíbrio K. Conseqüentemente, para determinadas reações, K pode ser estimado e tabelado em função da temperatura. Porém, é comum tabelar $\log_{10} K$ ou $\ln K$ *versus* temperatura. Uma tabulação de valores de $\log_{10} K$ em uma faixa de temperaturas para diversas reações é fornecida na Tabela A-27, que é extraída de uma compilação mais extensa.

Os termos no numerador e no denominador da Eq. 14.32 correspondem, respectivamente, aos produtos e aos reagentes da reação dada pela Eq. 14.24 à medida que esta procede da esquerda para a direita, tal como escrito. Para a reação *inversa* $\nu_C C + \nu_D D \rightleftarrows \nu_A A + \nu_B B$, a constante de equilíbrio toma a forma

$$K^* = \frac{y_A^{\nu_A} y_B^{\nu_B}}{y_C^{\nu_C} y_D^{\nu_D}}\left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{\nu_A + \nu_B - \nu_C - \nu_D} \quad (14.33)$$

Comparando-se as Eqs. 14.32 e 14.33, segue-se que o valor de K^* é exatamente o inverso de K: $K^* = 1/K$. Em consequência,

$$\log_{10} K^* = -\log_{10} K \quad (14.34)$$

Por isso, pode-se utilizar a Tabela A-27 tanto para estimar K de reações listadas que evoluem no sentido da esquerda para a direita quanto para estimar K^* para as reações inversas que evoluem no sentido da direita para a esquerda.

O Exemplo 14.1 mostra como os valores $\log_{10} K$ da Tabela A-27 são determinados. Exemplos posteriores mostram como os valores de $\log_{10} K$ podem ser utilizados para se estimarem composições de equilíbrio.

Exemplo 14.1 ESTIMANDO A CONSTANTE DE EQUILÍBRIO A UMA DADA TEMPERATURA

Estime a constante de equilíbrio, expressa como $\log_{10} K$, para a reação $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftarrows CO_2$ a **(a)** 298 K e **(b)** 2000 K. Compare com o valor obtido da Tabela A-27.

Solução

Dado: A reação é $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftarrows CO_2$.

Pede-se: Determine a constante de equilíbrio para $T = 298$ K (25°C) e $T = 2000$ K.

Modelo de Engenharia: O modelo de gás ideal é aplicável.

Análise: A constante de equilíbrio necessita da estimativa de ΔG° para a reação. Recorrendo à Eq. 14.29b para este objetivo, temos

$$\Delta G^\circ = (\bar{h}_{CO_2} - \bar{h}_{CO} - \tfrac{1}{2}\bar{h}_{O_2}) - T(\bar{s}_{CO_2}^\circ - \bar{s}_{CO}^\circ - \tfrac{1}{2}\bar{s}_{O_2}^\circ)$$

onde as entalpias são estimadas à temperatura T e as entropias absolutas são estimadas à temperatura T e à pressão de 1 atm. Utilizando a Eq. 13.13, estimamos as entalpias em termos das suas respectivas entalpias de formação, obtendo

$$\Delta G^\circ = [(\bar{h}_f^\circ)_{CO_2} - (\bar{h}_f^\circ)_{CO} - \tfrac{1}{2}(\bar{h}_f^\circ)_{O_2}^{\;0}] + [(\Delta\bar{h})_{CO_2} - (\Delta\bar{h})_{CO} - \tfrac{1}{2}(\Delta\bar{h})_{O_2}] - T(\bar{s}_{CO_2}^\circ - \bar{s}_{CO}^\circ - \tfrac{1}{2}\bar{s}_{O_2}^\circ)$$

onde os termos $\Delta\bar{h}$ respondem pela variação da entalpia específica de $T_{ref} = 298$ K para a temperatura especificada T. A entalpia de formação do oxigênio é nula por definição.

(a) Quando $T = 298$ K, os termos de $\Delta\bar{h}$, da expressão de ΔG° anterior, somem. Os valores necessários de entalpia de formação e de entropia absoluta podem ser obtidos da Tabela A-25, gerando

$$\Delta G^\circ = [(-393.520) - (-110.530) - \tfrac{1}{2}(0)] - 298[213{,}69 - 197{,}54 - \tfrac{1}{2}(205{,}03)]$$
$$= -257.253 \text{ kJ/kmol}$$

Com esse valor para ΔG°, a Eq. 14.31 gera

$$\ln K = -\frac{(-257.253 \text{ kJ/kmol})}{(8{,}314 \text{ kJ/kmol}\cdot\text{K})(298 \text{ K})} = 103{,}83$$

que corresponde a $\log_{10} K = 45{,}093$.

A Tabela A-27 fornece o logaritmo na base 10 da constante de equilíbrio para a reação inversa: $CO_2 \rightleftarrows CO + \frac{1}{2}O_2$. Ou seja, $\log_{10} K^* = -45{,}066$. Assim, com a Eq. 14.34, $\log_{10} K = 45{,}066$, que está em acordo bem de perto com o valor calculado.

(b) Quando $T = 2000$ K, os termos de $\Delta\bar{h}$ e $\bar{s}^\circ$ para O_2, CO e CO_2 necessários para a expressão anterior de ΔG° são estimados a partir da Tabela A-23. Os valores de entalpia de formação são os mesmos do item (a). Assim,

$$\Delta G^\circ = [(-393.520) - (-110.530) - \tfrac{1}{2}(0)] + [(100.804 - 9364) - (65408 - 8669)$$
$$- \tfrac{1}{2}(67.881 - 8682)] - 2000[309{,}210 - 258{,}600 - \tfrac{1}{2}(268{,}655)]$$
$$= -282.990 + 5102 + 167.435 = -110.453 \text{ kJ/kmol}$$

Com esse valor, a Eq. 14.31 gera

$$\ln K = -\frac{(-110.453)}{(8{,}314)(2000)} = 6{,}643$$

que corresponde ao $\log_{10} K = 2{,}885$.

A 2000 K, a Tabela A-27 fornece $\log_{10} K^* = -2{,}884$. Com a Eq. 14.34, $\log_{10} K = 2{,}884$, que está em concordância com o valor calculado.

Utilizando os procedimentos descritos anteriormente, é simples determinar $\log_{10} K$ *versus* a temperatura de cada uma das diversas reações especificadas e tabelar os resultados tal como na Tabela A-27.

Habilidades Desenvolvidas

Teste-Relâmpago

Se $\ln K = 23{,}535$ para uma dada reação, utilize a Tabela A-27 para determinar T, em K.

Resposta 1000 K.

14.3.2 Exemplos do Cálculo de Composições de Equilíbrio para Misturas Reagentes de Gases Ideais

Muitas vezes, é conveniente expressar a Eq. 14.32 explicitamente, em termos do número de mols que estariam presentes no equilíbrio. Cada fração molar que aparece na equação tem a forma $y_i = n_i/n$, onde n_i é a quantidade do componente i na mistura em equilíbrio e n é o número total de mols da mistura. Por isso, a Eq. 14.32 pode ser reescrita como

$$K = \frac{n_C^{\nu_C} n_D^{\nu_D}}{n_A^{\nu_A} n_B^{\nu_B}} \left(\frac{p/p_{ref}}{n} \right)^{\nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B} \tag{14.35}$$

O valor de n deve incluir não apenas os componentes reagentes A, B, C e D, mas também todos os componentes inertes presentes. Como admitimos que o componente inerte E esteja presente, deveríamos escrever $n = n_A + n_B + n_C + n_D + n_E$.

A Eq. 14.35 fornece uma relação entre a temperatura, a pressão e a composição de uma mistura de gases ideais em equilíbrio. Em conseqüência, se quaisquer duas das variáveis temperatura, pressão e composição forem conhecidas, a terceira pode ser determinada a partir da resolução dessa equação. **POR EXEMPLO...** suponha que a temperatura T e a pressão p são conhecidas e o objetivo é a determinação da composição de equilíbrio. Sabendo-se a temperatura, o valor do K pode ser obtido da Tabela A-27. Os n dos componentes reagentes A, B, C e D podem ser expressos em termos de uma única variável desconhecida através da aplicação do princípio da conservação de massa às várias espécies químicas presentes. Então, como a pressão é conhecida, a Eq. 14.35 constitui uma única equação com uma única incógnita, que pode ser resolvida por meio de um *solucionador de equações* ou iterativamente com uma máquina de calcular.

No Exemplo 14.2, aplicamos a Eq. 14.35 ao estudo do efeito da pressão sobre a composição de equilíbrio de uma mistura de CO_2, CO e O_2.

Exemplo 14.2 DETERMINAÇÃO DA COMPOSIÇÃO DE EQUILÍBRIO A TEMPERATURA E PRESSÃO DETERMINADAS

Um quilomol de monóxido de carbono, CO, reage com $\frac{1}{2}$ kmol de oxigênio, O_2, para gerar uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2 a 2500 K e **(a)** 1 atm, **(b)** 10 atm. Determine a composição de equilíbrio em termos de frações molares.

Solução

Dado: Um sistema incialmente consiste em 1 kmol de CO e $\frac{1}{2}$ kmol de O_2 que reagem para gerar uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2. A temperatura da mistura é de 2500 K e a pressão é de (a) 1 atm, (b) 10 atm.

Pede-se: Determine a composição de equilíbrio em termos de frações molares.

Modelo de Engenharia: A mistura em equilíbrio é modelada como uma mistura de gases ideais.

Análise: A Eq. 14.35 relaciona temperatura, pressão e composição para uma mistura de gases ideais em equilíbrio. Se dois gases quaisquer desses forem conhecidos, o terceiro pode ser determinado por meio dessa equação. No caso atual, T e p são conhecidos, e a composição é desconhecida.

Aplicando-se a conservação de massa, a equação de reação química balanceada global é

$$1CO + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow zCO + \frac{z}{2}O_2 + (1 - z)CO_2$$

onde z é a quantidade de CO, em kmol, presente na mistura em equilíbrio. Observe que $0 \leq z \leq 1$.

O número total de mols n da mistura em equilíbrio é

$$n = z + \frac{z}{2} + (1 - z) = \frac{2 + z}{2}$$

Portanto, a análise molar da mistura em equilíbrio é

$$y_{CO} = \frac{2z}{2 + z}, \qquad y_{O} = \frac{z}{2 + z}, \qquad y_{CO_2} = \frac{2(1 - z)}{2 + z}$$

No equilíbrio, a tendência de CO e O_2 formar CO_2 é exatamente balanceada pela tendência de CO_2 formar CO e O_2; temos, portanto, $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$. Em conseqüência, a Eq. 14.35 toma a forma

$$K = \frac{z(z/2)^{1/2}}{(1 - z)} \left[\frac{p/p_{ref}}{(2 + z)/2} \right]^{1 + 1/2 - 1} = \frac{z}{1 - z}\left(\frac{z}{2 + z}\right)^{1/2}\left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{1/2}$$

A 2500 K, a Tabela A-27 fornece $\log_{10}K = -1{,}44$. Assim, $K = 0{,}0363$. Inscrindo esse valor na última expressão, temos

$$0{,}0363 = \frac{z}{1 - z}\left(\frac{z}{2 + z}\right)^{1/2}\left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{1/2} \tag{a}$$

(a) Quando $p = 1$ atm, a Eq. (a) torna-se

$$0{,}0363 = \frac{z}{1 - z}\left(\frac{z}{2 + z}\right)^{1/2}$$

A utilização de um solucionador de equações ou iterações em uma calculadora resulta em $z = 0{,}129$. A composição em equilíbrio em termos de frações molares é, então,

$$y_{CO} = \frac{2(0{,}129)}{2{,}129} = 0{,}121, \qquad y_{O_2} = \frac{0{,}129}{2{,}129} = 0{,}061, \qquad y_{CO_2} = \frac{2(1 - 0{,}129)}{2{,}129} = 0{,}818$$

(b) Quando $p = 10$ atm, a Eq. (a) torna-se

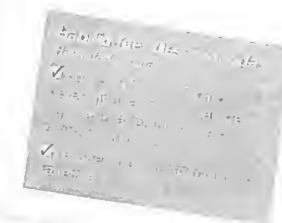
$$0{,}0363 = \frac{z}{1 - z}\left(\frac{z}{2 + z}\right)^{1/2}(10)^{1/2}$$

① Resolvendo-se, $z = 0{,}062$. A composição de equilíbrio correspondente em termos de frações molares é $y_{CO} = 0{,}06$, $y_{O_2} = 0{,}03$ e $y_{CO_2} = 0{,}91$.

① Comparando-se os resultados dos itens (a) e (b), conclui-se que a extensão à qual a reação progride em direção à sua conclusão (a extensão à qual o CO_2 é gerado) cresce com o aumento da pressão.

Teste-Relâmpago

Se $z = 0{,}0478$ (correspondendo a $p = 22{,}4$ atm, $T = 2500$ K), qual seria a fração molar de cada componente da mistura em equilíbrio?

Resposta $y_{CO} = 0{,}0467$, $y_{O_2} = 0{,}0233$ e $y_{CO_2} = 0{,}9300$.

No Exemplo 14.3, determinamos a temperatura de uma mistura em equilíbrio quando a pressão e a composição são conhecidas

Exemplo 14.3 DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE EQUILÍBRIO A PRESSÃO E COMPOSIÇÃO DETERMINADA

Medidas experimentais mostram que, a uma temperatura T e a uma pressão de 1 atm, a mistura em equilíbrio para o sistema do Exemplo 14.2 tem a composição $y_{CO} = 0{,}298$, $y_{O_2} = 0{,}149$ e $y_{CO_2} = 0{,}553$. Determine a temperatura T da mistura, em K.

Solução

Dado: A pressão e a composição de uma mistura em equilíbrio de CO, O_2 e CO_2 são especificadas.

Pede-se: Determine a temperatura da mistura, em K

Modelo de Engenharia: A mistura pode ser modelada como uma mistura de gases ideais.

Análise: A Eq. 14.35 relaciona a temperatura, a pressão e a composição para uma mistura de gases ideais em equilíbrio. Se dois gases quaisquer são conhecidos, o terceiro pode ser determinado por meio dessa equação. No caso em estudo, a composição e a pressão são conhecidas, e a temperatura é a incógnita

A Eq. 14.35 se apresenta da mesma forma que no Exemplo 14.2. Assim, quando $p = 1$ atm, tem-se

$$K(T) = \frac{z}{1 - z}\left(\frac{z}{2 + z}\right)^{1/2}$$

onde z é a quantidade de CO, em kmol, presente na mistura em equilíbrio e T é a temperatura da mistura.

A solução do Exemplo 14.2 fornece a seguinte expressão para a fração molar de CO na mistura: $y_{CO} = 2z/(2 + z)$. Como $y_{CO} = 0{,}298$, $z = 0{,}35$.

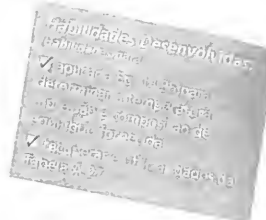
A inserção desse valor de z na expressão para a constante de equilíbrio fornece $K = 0{,}2078$. Assim, $\log_{10} K = -0{,}6824$.

❶ Interpolando-se na Tabela A-27, obtém-se $T = 2881$ K

❶ Comparando este exemplo com o item (a) do Exemplo 14.2, concluímos que a extensão à qual a reação progride para sua conclusão (a extensão à qual o CO_2 é gerado) decresce com o aumento da temperatura.

Teste-Relâmpago

Determine a temperatura em K, para uma pressão de 2 atm se a composição de equilíbrio permanecer sem mudanças.

Resposta ≈ 2970 K.

No Exemplo 14.4, consideramos o efeito de um componente inerte na composição de equilíbrio

Exemplo 14.4 CONSIDERAÇÃO DO EFEITO DE UM COMPONENTE INERTE

Um kmol de monóxido de carbono reage com a quantidade teórica de ar para gerar uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, O_2 e N_2 a 2500 K e 1 atm. Determine a composição de equilíbrio em termos de frações molares e compare com o resultado do Exemplo 14.2.

Solução

Dado: Um sistema consiste inicialmente em 1 kmol de CO e a quantidade teórica de ar reage para gerar uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, O_2 e N_2. A temperatura e a pressão da mistura são de 2500 K e 1 atm.

Pede-se: Determine a composição de equilíbrio em termos de frações molares, e compare com o resultado do Exemplo 14.2.

Modelo de Engenharia: A mistura em equilíbrio pode ser modelada como uma mistura de gases ideais.

Análise: Para uma *reação completa* do CO com a quantidade teórica de ar

$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 + 1{,}88N_2 \rightarrow CO_2 + 1{,}88N_2$$

Consequentemente, a reação de CO com a quantidade teórica de ar para formar CO_2, CO, O_2 e N_2 é

$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 + 1{,}88N_2 \rightarrow zCO + \frac{z}{2}O_2 + (1 - z)CO_2 + 1{,}88N_2$$

onde z é a quantidade de CO, em kmol, presente na mistura em equilíbrio.

O número total de mols n na mistura em equilíbrio é

$$n = z + \frac{z}{2} + (1 - z) + 1{,}88 = \frac{5{,}76 + z}{2}$$

A composição da mistura em equilíbrio em termos de frações molares é

$$y_{CO} = \frac{2z}{5{,}76 + z}, \quad y_{O_2} = \frac{z}{5{,}76 + z}, \quad y_{CO_2} = \frac{2(1 - z)}{5{,}76 + z}, \quad y_{N_2} = \frac{3{,}76}{5{,}76 + z}$$

No equilíbrio, tem-se $CO_2 \rightleftarrows CO + \tfrac{1}{2}O_2$. Então, a Eq. 14.35 adota a forma

$$K = \frac{z(z/2)^{1/2}}{(1 - z)}\left[\frac{p/p_{ref}}{(5{,}76 + z)/2}\right]^{1/2}$$

O valor de K é o mesmo que o da solução do Exemplo 14.2, $K = 0{,}0363$. Assim, como $p = 1$ atm, temos

$$0{,}0363 = \frac{z}{1 - z}\left(\frac{z}{5{,}76 + z}\right)^{1/2}$$

Resolvendo-se, $z = 0{,}175$. A composição de equilíbrio correspondente é $y_{CO} = 0{,}059$, $y_{CO_2} = 0{,}278$, $y_{O_2} = 0{,}029$, $y_{N_2} = 0{,}634$.

Comparando-se este exemplo com o Exemplo 14.2, conclui-se que a presença do componente inerte nitrogênio reduz a extensão à qual a reação progride em direção à conclusão, sendo especificadas a temperatura e a pressão (reduz-se a extensão à qual o CO_2 é gerado).

Habilidades Desenvolvidas

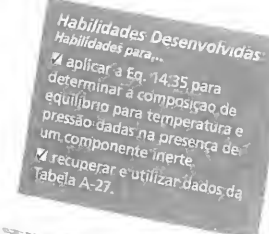
Habilidades para...

✓ aplicar a Eq. 14.35 para determinar a composição de equilíbrio para temperatura e pressão dadas na presença de um componente inerte.

✓ recuperar e utilizar dados da Tabela A-27.

Teste-Relâmpago

Determine as quantidades, em kmol, de cada componente da mistura em equilíbrio.

Resposta $n_{CO} = 0{,}175$, $n_{O_2} = 0{,}0875$, $n_{CO_2} = 0{,}8250$, $n_{N_2} = 1{,}88$.

No próximo exemplo, os conceitos de equilíbrio deste capítulo são aplicados conjuntamente com o balanço de energia para sistemas reagentes desenvolvido no Cap. 13.

Exemplo 14.5 UTILIZAÇÃO DOS CONCEITOS DE EQUILÍBRIO E DE BALANÇO DE ENERGIA

Dióxido de carbono a 25°C e 1 atm entra em um reator que opera em regime permanente e dissocia-se, fornecendo uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2 que sai a 3200 K e 1 atm. Determine a transferência de calor para o reator, em kJ por kmol de CO_2 de entrada. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados e $\dot{W}_{vc} = 0$.

Solução

Dado: Dióxido de carbono a 25°C e 1 atm entra em um reator em regime permanente. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2 sai a 3200 K e 1 atm.

Pede-se: Determine a transferência de calor do reator, em kJ por kmol de CO_2 de entrada

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

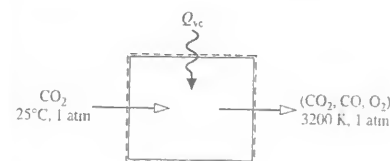



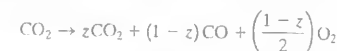
Fig. E14.5

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle, mostrado no desenho esquemático do exemplo por uma linha tracejada, opera em regime permanente com $\dot{W}_{vc} = 0$. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados.
2. O CO_2 de entrada é modelado como um gás ideal.
3. A mistura de saída de CO_2, CO e O_2 é uma mistura de gases ideais em equilíbrio.

Análise: A transferência de calor necessária pode ser determinada de um balanço de taxa de energia para o volume de controle, mas antes deve-se determinar a composição da mistura em equilíbrio de saída.

Aplicando-se o princípio da conservação de massa, a reação de dissociação geral é descrita por

$$CO_2 \rightarrow zCO_2 + (1 - z)CO + \left(\frac{1 - z}{2}\right)O_2$$

onde z é a quantidade de CO_2, em kmol, presente na mistura de saída do volume de controle, por kmol de CO_2 de entrada. O número total de mols n na mistura é, então,

$$n = z + (1 - z) + \left(\frac{1 - z}{2}\right) = \frac{3 - z}{2}$$

Supõe-se que a mistura de saída é uma mistura em equilíbrio (hipótese 3). Assim, para a mistura tem-se $CO_2 \rightleftarrows CO + \tfrac{1}{2}O_2$. A Eq. 14.35 assume a forma

$$K = \frac{(1 - z)[(1 - z)/2]^{1/2}}{z}\left[\frac{p/p_{ref}}{(3 - z)/2}\right]^{1 + 1/2 - 1}$$

Rearrumando e observando que $p = 1$ atm, temos

$$K = \left(\frac{1-z}{z}\right)\left(\frac{1-z}{3-z}\right)^{1/2}$$

A 3200 K, a Tabela A-27 fornece $\log_{10}K = -0{,}189$. Assim, $K = 0{,}647$, e a expressão da constante de equilíbrio torna-se

$$0{,}647 = \left(\frac{1-z}{z}\right)\left(\frac{1-z}{3-z}\right)^{1/2}$$

Resolvendo-se, $z = 0{,}422$. A composição da mistura em equilíbrio de saída, em kmol por kmol de CO_2 de entrada, é então (0,422 CO_2, 0,578 CO, 0,289 O_2).

Quando expresso por kmol de CO_2 de entrada no volume de controle, o balanço da taxa de energia reduz-se, pela hipótese 1, a

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_{CO_2}} - \cancelto{0}{\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_{CO_2}}} + \bar{h}_{CO_2} - (0{,}422\bar{h}_{CO_2} + 0{,}578\bar{h}_{CO} + 0{,}289\bar{h}_{O_2})$$

Resolvendo para a transferência de calor por kmol de CO_2 de entrada e estimando cada entalpia em termos das suas respectivas entalpias de formação, temos

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_{CO_2}} = 0{,}422(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{CO_2} + 0{,}578(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{CO} + 0{,}289(\cancelto{0}{\bar{h}_f^\circ} + \Delta\bar{h})_{O_2} - (\bar{h}_f^\circ + \cancelto{0}{\Delta\bar{h}})_{CO_2}$$

A entalpia de formação do O_2 é nula por definição; $\Delta\bar{h}$ para o CO_2 na entrada desaparece porque CO_2 entra a 25°C.

Com os valores de entalpia de formação das Tabelas A-25 e valores de $\Delta\bar{h}$ para O_2, CO e CO_2 da Tabela A-23,

$$\begin{aligned}\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_{CO_2}} &= 0{,}422[-393.520 + (174.695 - 9364)] + 0{,}578[-110.530 + (109.667 - 8669)] \\ &\quad + 0{,}289(114.809 - 8682) - (-393.520) \\ &= 322.385 \text{ kJ/kmol } (CO_2)\end{aligned}$$

① Para fins de comparação, vamos determinar a transferência de calor supondo que não há dissociação — ou seja, quando apenas CO_2 sai do reator. Com dados da Tabela A-23, a transferência de calor é

$$\begin{aligned}\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_{CO_2}} &= \bar{h}_{CO_2}(3200 \text{ K}) - \bar{h}_{CO_2}(298 \text{ K}) \\ &= 174.695 - 9364 = 165.331 \text{ kJ/kmol}(CO_2)\end{aligned}$$

Esse valor é muito menor que o valor obtido na solução anterior, pois a dissociação de CO_2 necessita de um maior aporte de energia (uma reação endotérmica).

Habilidades Desenvolvidas:

Teste-Relâmpago

Determine a taxa de transferência de calor, em kW, e a vazão molar da mistura de saída, em kmol/s, para uma vazão molar de entrada de $3{,}1 \times 10^{-5}$ kmol/s de CO_2.

Resposta 10 kW, 4×10^{-5} kmol/s.

14.3.3 Constante de Equilíbrio para Misturas e Soluções[1]

Os procedimentos que conduzem à constante de equilíbrio para misturas reagentes de gases ideais podem ser seguidos para o caso geral de misturas reagentes por meio dos conceitos de fugacidade e de atividade apresentados na Seção 11.9. Em princípio, as composições de equilíbrio de tais misturas podem ser determinadas com uma abordagem similar à adotada para misturas de gases ideais.

A Eq. 11.141 pode ser utilizada para estimar os potenciais químicos que aparecem na equação de reação de equilíbrio (Eq. 14.26). O resultado é

$$\nu_A(\bar{g}_A^\circ + \bar{R}T\ln a_A) + \nu_B(\bar{g}_B^\circ + \bar{R}T\ln a_B) = \nu_C(\bar{g}_C^\circ + \bar{R}T\ln a_C) + \nu_D(\bar{g}_D^\circ + \bar{R}T\ln a_D) \tag{14.36}$$

onde $\bar{g}_i^\circ$ é a função de Gibbs do componente puro i à temperatura T e à pressão $p_{ref} = 1$ atm, e a_i é a *atividade* desse componente.

[1] Para o entendimento desta seção é necessário o estudo da Seção 11.9.

Se agruparmos os termos e empregarmos a Eq. 14.29a, a Eq. 14.36 torna-se

$$-\frac{\Delta G^\circ}{\bar{R}T} = \ln\left(\frac{a_C^{\nu_C} a_D^{\nu_D}}{a_A^{\nu_A} a_B^{\nu_B}}\right) \tag{14.37}$$

Esta equação pode ser expressa da mesma forma que a Eq. 14.31, ao definir-se a constante de equilíbrio como

$$K = \frac{a_C^{\nu_C} a_D^{\nu_D}}{a_A^{\nu_A} a_B^{\nu_B}} \tag{14.38}$$

Como a Tabela A-27 e compilações semelhantes são formadas simplesmente pela estimativa de $-\Delta G^\circ/\bar{R}T$ para determinadas reações a diversas temperaturas, tais tabelas podem ser empregadas para estimar a constante de equilíbrio mais geral dada pela Eq. 14.38. Porém, antes que se possa usar a Eq. 14.38 para determinar a composição de equilíbrio para um valor conhecido de K, é necessário estimar a atividade dos vários componentes da mistura. Vamos exemplificar para o caso de misturas que possam ser modeladas como *soluções ideais*.

SOLUÇÕES IDEAIS. Para uma solução ideal, a atividade do componente i é fornecida por

$$a_i = \frac{y_i f_i}{f_i^\circ} \tag{14.142}$$

onde f_i é a fugacidade de i puro à temperatura T e à pressão p da mistura, e f_i° é a fugacidade de i puro à temperatura T e à pressão p_{ref}. Utilizando-se esta expressão para estimar a_A, a_B, a_C e a_D, a Eq. 14.38 torna-se

$$K = \frac{(y_C f_C/f_C^\circ)^{\nu_C}(y_D f_D/f_D^\circ)^{\nu_D}}{(y_A f_A/f_A^\circ)^{\nu_A}(y_B f_B/f_B^\circ)^{\nu_B}} \tag{14.39a}$$

que pode ser expressa alternativamente por

$$K = \left[\frac{(f_C/p)^{\nu_C}(f_D/p)^{\nu_D}}{(f_A/p)^{\nu_A}(f_B/p)^{\nu_B}}\right]\left[\frac{(f_A^\circ/p_{ref})^{\nu_A}(f_B^\circ/p_{ref})^{\nu_B}}{(f_C^\circ/p_{ref})^{\nu_C}(f_D^\circ/p_{ref})^{\nu_D}}\right]\underline{\left[\frac{y_C^{\nu_C} y_D^{\nu_D}}{y_A^{\nu_A} y_B^{\nu_B}}\left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{\nu_C+\nu_D-\nu_A-\nu_B}\right]} \tag{14.39b}$$

As razões da fugacidade pela pressão nesta equação podem ser estimadas, em princípio, a partir da Eq. 11.124 ou do diagrama de fugacidade generalizado, Fig. A-6, desenvolvido a partir dessa figura. No caso especial em que cada componente se comporta como um gás ideal em ambos os casos de T, p e T, p_{ref}, essas razões se igualam à unidade e a Eq. 14.39b reduz-se ao termo sublinhado, o qual é exatamente a Eq. 14.32.

14.4 Mais Exemplos da Utilização da Constante de Equilíbrio

Nesta seção, são apresentados alguns outros aspectos da utilização da constante de equilíbrio: a temperatura de equilíbrio de chama, a equação de van't Hoff e o equilíbrio químico para reações de ionização e reações simultâneas. Para manter a discusão em um nível introdutório, vamos considerar apenas as misturas de gases ideais.

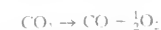
14.4.1 Determinação da Temperatura de Equilíbrio de Chama

Nesta seção, o efeito da combustão incompleta na temperatura adiabática de chama, apresentada na Seção 13.3, é estudado a partir de conceitos desenvolvidos neste capítulo. Começamos por uma revisão de algumas idéias relacionadas com a temperatura adiabática de chama considerando que o reator opera em regime permanente para o qual não ocorre qualquer transferência de calor significativa para a vizinhança.

Suponha que o gás monóxido de carbono que entra por uma posição reaja *completamente* com a quantidade teórica de ar que entra em outra posição, como se segue:

$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 + 1{,}88N_2 \rightarrow CO_2 + 1{,}88N_2$$

Como já discutimos na Seção 13.3, os produtos sairiam do reator a uma temperatura que foi designada como temperatura adiabática de chama *máxima*. Essa temperatura pode ser determinada a partir da solução de uma *única* equação. Porém, a uma temperatura tão alta, haverá uma tendência de o CO_2 se dissociar

$$CO_2 \rightarrow CO + \tfrac{1}{2}O_2$$

Como a dissociação necessita de energia (uma reação endotérmica), a temperatura dos produtos seria *mais baixa que* a temperatura adiabática máxima encontrada sob a hipótese de combustão completa.

Quando a dissociação ocorre, os produtos gasosos de saída do reator podem não ser o CO_2 e o N_2, mas uma mistura de CO_2, CO, O_2 e N_2. A equação de reação química balanceada seria lida como

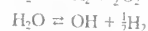
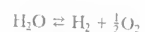
$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 + 1{,}88N_2 \rightarrow zCO + (1 - z)CO_2 + \frac{z}{2}O_2 + 1{,}88N_2 \qquad (14.40)$$

onde z é a quantidade de CO, em kmol, presente na mistura de saída para cada kmol de CO de entrada no reator.

Conseqüentemente, existem *duas* incógnitas: z e a temperatura do fluxo de saída. Para a solução de um problema com duas incógnitas são necessárias duas equações. Uma é fornecida por uma equação de energia. Se a mistura de gás de saída encontra-se em equilíbrio, a outra equação é fornecida pela constante de equilíbrio, a Eq. 14.35. A temperatura dos produtos pode então ser chamada de ***temperatura de equilíbrio de chama***. A constante de equilíbrio utilizada para se estimar a temperatura de equilíbrio de chama seria determinada em relação a $CO_2 \rightleftarrows CO + \tfrac{1}{2}O_2$.

temperatura de equilíbrio de chama

Embora apenas a dissociação de CO_2 tenha sido discutida, outros produtos de combustão poderiam dissociar-se, como, por exemplo,

$$H_2O \rightleftarrows H_2 + \tfrac{1}{2}O_2$$
$$H_2O \rightleftarrows OH + \tfrac{1}{2}H_2$$
$$O_2 \rightleftarrows 2O$$
$$N_2 \rightleftarrows 2H$$
$$N_2 \rightleftarrows 2N$$

Quando existem muitas reações de dissociação, o estudo do equilíbrio químico é facilitado pela utilização de computadores para resolver as equações *simultâneas*. Reações simultâneas foram estudadas na Seção 14.4.4. O exemplo a seguir mostra como a temperatura de equilíbrio de chama é determinada quando ocorre uma reação de dissociação.

Exemplo 14.6 DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE EQUILÍBRIO DE CHAMA

Monóxido de carbono a 25°C e 1 atm entra em um reator bem isolado e reage com a quantidade teórica de ar que entra às mesmas temperatura e pressão. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, O_2 e N_2 sai do reator à pressão de 1 atm. Para uma operação em regime permanente e efeitos desprezíveis de energias cinética e potencial, determine, em K, a composição e a temperatura da mistura de saída.

Solução

Dado: O monóxido de carbono a 25°C e 1 atm reage com a quantidade teórica de ar a 25°C e 1 atm para formar uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, O_2 e N_2 à temperatura T e à pressão de 1 atm.

Pede-se: Determine a composição e a temperatura da mistura de saída.

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

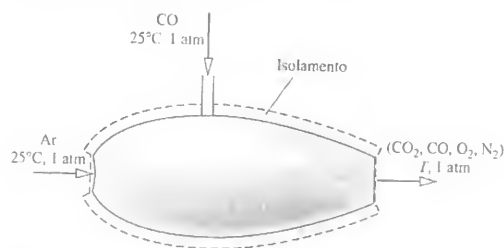



Fig. E14.6

Modelo de Engenharia:

1. O volume de controle identificado por uma linha tracejada na figura do exemplo opera em regime permanente com $\dot{Q}_{vc} = 0$, $\dot{W}_{vc} = 0$, e efeitos desprezíveis das energias cinética e potencial.
2. Os gases de entrada são modelados como gases ideais.
3. A mistura de saída é uma mistura de gases ideais em equilíbrio.

Análise: A reação geral é a mesma da solução do Exemplo 14.4:

$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 + 1{,}88N_2 \rightarrow zCO + \frac{z}{2}O_2 + (1 - z)CO_2 + 1{,}88N_2$$

Utilizando-se a hipótese 3, a mistura de saída é uma mistura em equilíbrio. A expressão de constante de equilíbrio desenvolvida na solução do Exemplo 14.4 é

$$K(T) = \frac{z(z/2)^{1/2}}{(1 - z)}\left(\frac{p/p_{ref}}{(5{,}76 + z)/2}\right)^{1/2} \qquad (a)$$

Como $p = 1$ atm, a Eq. (a) se reduz a

$$K(T) = \frac{z}{(1 - z)}\left(\frac{z}{5{,}76 + z}\right)^{1/2} \qquad (b)$$

Esta equação implica duas incógnitas: z e a temperatura T da mistura em equilíbrio de saída.

Outra equação que implica as duas incógnitas é obtida do balanço da taxa de energia, a Eq. 13.12b, que, pela hipótese 1, se reduz a

$$\bar{h}_R = \bar{h}_P \qquad (c)$$

onde

$$\bar{h}_R = (\bar{h}_f^\circ + \cancelto{0}{\Delta\bar{h}})_{CO} + \frac{1}{2}(\cancelto{0}{\bar{h}_f^\circ} + \cancelto{0}{\Delta\bar{h}})_{O_2} + 1{,}88(\cancelto{0}{\bar{h}_f^\circ} + \cancelto{0}{\Delta\bar{h}})_{N_2}$$

e

$$\bar{h}_P = z(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{CO} + \frac{z}{2}(\cancelto{0}{\bar{h}_f^\circ} + \Delta\bar{h})_{O_2} + (1 - z)(\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_{CO_2} + 1{,}88(\cancelto{0}{\bar{h}_f^\circ} + \Delta\bar{h})_{N_2}$$

Os termos de entalpia de formação anulados são aqueles para o oxigênio e o nitrogênio. Como os reagentes entram a 25°C, os termos correspondentes de $\Delta\bar{h}$ também desaparecem. Agrupando e rearrumando, temos

$$z(\Delta\bar{h})_{CO} + \frac{z}{2}(\Delta\bar{h})_{O_2} + (1 - z)(\Delta\bar{h})_{CO_2} + 1.88(\Delta\bar{h})_{N_2} + (1 - z)[(\bar{h}_f^\circ)_{CO_2} - (\bar{h}_f^\circ)_{CO}] = 0 \qquad (d)$$

As equações (b) e (c) são equações simultâneas com as incógnitas z e T. Quando resolvidas *iterativamente* por meio de *dados tabelados*, os resultados são $z = 0{,}125$ e $T = 2399$ K, como se pode verificar. A composição da mistura em equilíbrio, em kmol por kmol de CO de entrada do reator, é então $0{,}125CO$; $0{,}0625O_2$; $0{,}875CO_2$; $1{,}88N_2$.

Teste-Relâmpago

Se tanto o CO como o ar entrassem a 500°C, a temperatura de equilíbrio de chama aumentaria, diminuiria ou permaneceria constante?

Resposta Aumentaria.

Como mostra o Exemplo 14.7, o solucionador de equações e a característica de recuperação de propriedades do *Interactive Thermodynamics: IT*, ou programa similar, permite a determinação da temperatura de equilíbrio de chama e da composição sem a iteração necessária quando se utilizam dados tabelados.

Exemplo 14.7 DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE EQUILÍBRIO DE CHAMA POR MEIO DE UM PROGRAMA DE COMPUTADOR

Resolva o Exemplo 14.6 utilizando o *Interactive Thermodynamics: IT*, ou programa similar, para representar graficamente a temperatura de equilíbrio de chama e z, a quantidade de CO presente na mistura de saída, cada qual *versus* pressão variando de 1 a 10 atm.

Solução

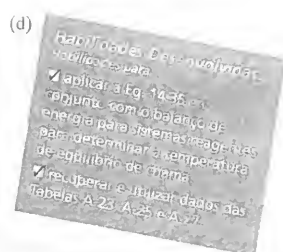
Dado: Veja o Exemplo 14.6.

Pede-se: Utilizando o *IT*, ou programa similar, represente graficamente a temperatura de equilíbrio de chama e a quantidade de CO presente na mistura de saída do Exemplo 14.6, cada qual *versus* pressão variando de 1 a 10 atm.

Modelo de Engenharia: Veja o Exemplo 14.6.

Análise: A Eq. (a) do Exemplo 14.6 fornece o ponto de partida para a solução via *IT*, ou via programa similar:

$$K(T) = \frac{z(z/2)^{1/2}}{(1 - z)}\left[\frac{p/p_{ref}}{(5{,}76 + z)/2}\right]^{1/2} \qquad (a)$$

Para uma dada pressão, esta expressão inclui duas incógnitas: z e T.

Além disso, a partir do Exemplo 14.6, utilizamos o balanço de energia, a Eq. (c):

$$\bar{h}_R = \bar{h}_P \qquad \text{(c)}$$

em que

$$\bar{h}_R = (\bar{h}_{CO})_R + \tfrac{1}{2}(\bar{h}_{O_2})_R + 1{,}88(\bar{h}_{N_2})_R$$

e

$$\bar{h}_P = z(\bar{h}_{CO})_P + (z/2)(\bar{h}_{O_2})_P + (1-z)(\bar{h}_{CO_2})_P + 1{,}88(\bar{h}_{N_2})_P$$

na qual os subscritos R e P indicam, respectivamente, reagentes e produtos, e z indica a quantidade de CO nos produtos, em kmol por kmol de CO de entrada.

Com a pressão conhecida, podem-se resolver as Eqs. (a) e (c) para T e z utilizando-se o trecho de programa *IT* mostrado a seguir, ou trecho de programa similar. Escolhendo-se SI no menu **Units** e a quantidade de substância em mols; e fazendo hCO_R indicar a entalpia específica do CO nos reagentes, e assim por diante, tem-se

```
// Dados fornecidos
TR = 25 + 273,15 // K
p = 1 // atm
pref = 1 // atm

// Estimando a constante de equilíbrio a partir da Eq. (a)
K = ((z * (z/2)^0,5) / (1 – z)) * ((p / pref) / ((5,76 + z) / 2))^0,5

// Balanço de energia Eq. (c)
hR = hP
hR = hCO_R + (1/2) * hO2_R + 1,88 * hN2_R
hP = z * hCO_P + (z /2) * hO2_P + (1 – z) * hCO2_P + 1,88 * hN2_P

hCO_R = h_T("CO",TR)
hO2_R = h_T("O2",TR)
hN2_R = h_T("N2",TR)
hCO_P = h_T("CO",T)
hO2_P = h_T("O2",T)
hCO2_P = h_T("CO2",T)
hN2_P = h_T("N2",T)

/* Para obter dados para a constante de equilíbrio utilize a opção de Tabela
Look-up sob o menu Edit. Carregue o arquivo "eqco2.lut". Dados para
CO2 ⇄ CO + 1/2 O2 da Tabela A-27 estão armazenados na Tabela Look-up
com T na coluna 1 e log10(K) na coluna 2. Para recuperar os dados utilize */

log(K) = lookupval(eqco2, 1, T,2)
```

Obtenha a solução para $p = 1$ utilizando o botão **Solve**. Para assegurar uma convergência rápida, restrinja T e K a valores positivos, e fixe um limite inferior de 0,001 e um limite superior de 0,999 para z. Os resultados são $T = 2399$ K e $z = 0{,}1249$, que estão em acordo com os valores obtidos no Exemplo 14.6.

Agora, utilize o botão **Explore** e varie p de 1 a 10 atm em passos de 0,01. Utilizando o botão **Graph**, construa os seguintes gráficos:

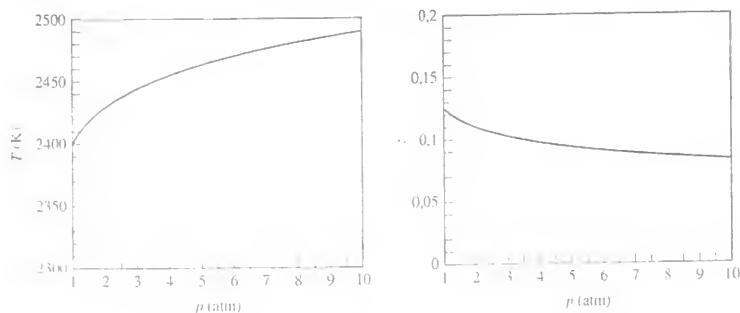



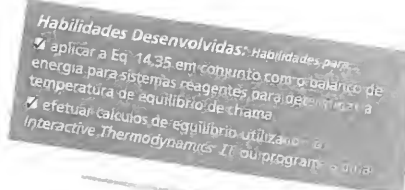
Fig. E14.7

Pela Fig. E14.7, vê-se que, à medida que as pressões aumentam, mais CO é oxidado para CO_2 (z diminui) e a temperatura aumenta.

Arquivos semelhantes são incluídos no *IT*, ou em programa similar, para cada uma das reações da Tabela A-27.

Teste-Relâmpago

Se tanto o CO como o ar entram a 500°C, determine a temperatura de equilíbrio de chama, em K, utilizando o *Interactive Thermodynamics: IT*, ou programa similar.

Resposta 2575.

14.4.2 Equação de van't Hoff

A dependência da constante de equilíbrio em relação à temperatura exibida pelos valores da Tabela A-27 vem da Eq. 14.31. Uma forma alternativa de expressar essa dependência é dada pela equação de van't Hoff, a Eq. 14.43b.

O desenvolvimento dessa equação começa pela substituição da Eq. 14.29b na Eq. 14.31 para se obter, após rearrumação,

$$\bar{R}T \ln K = -[(\nu_C\bar{h}_C + \nu_D\bar{h}_D - \nu_A\bar{h}_A - \nu_B\bar{h}_B) - T(\nu_C\bar{s}_C^\circ + \nu_D\bar{s}_D^\circ - \nu_A\bar{s}_A^\circ - \nu_B\bar{s}_B^\circ)] \qquad (14.41)$$

Cada entalpia e entropia específicas nesta equação depende apenas da temperatura. Diferenciando em relação à temperatura, temos:

$$\bar{R}T\frac{d\ln K}{dT} + \bar{R}\ln K = -\left[\nu_C\underline{\left(\frac{d\bar{h}_C}{dT} - T\frac{d\bar{s}_C^\circ}{dT}\right)} + \nu_D\underline{\left(\frac{d\bar{h}_D}{dT} - T\frac{d\bar{s}_D^\circ}{dT}\right)} - \nu_A\underline{\left(\frac{d\bar{h}_A}{dT} - T\frac{d\bar{s}_A^\circ}{dT}\right)} - \nu_B\underline{\left(\frac{d\bar{h}_B}{dT} - T\frac{d\bar{s}_B^\circ}{dT}\right)}\right] + (\nu_C\bar{s}_C^\circ + \nu_D\bar{s}_D^\circ - \nu_A\bar{s}_A^\circ - \nu_B\bar{s}_B^\circ)$$

Pela definição de $\bar{s}^\circ(T)$ (Eq. 6.19), temos $d\bar{s}^\circ/dT = \bar{c}_p/T$. Além disso, $d\bar{h}/dT = \bar{c}_p$. Em conseqüência, cada um dos termos sublinhados na equação anterior desaparece, gerando

$$\bar{R}T\frac{d\ln K}{dT} + \bar{R}\ln K = (\nu_C\bar{s}_C^\circ + \nu_D\bar{s}_D^\circ - \nu_A\bar{s}_A^\circ - \nu_B\bar{s}_B^\circ) \qquad (14.42)$$

Ao utilizarmos a Eq. 14.41 para estimar o segundo termo do lado esquerdo da equação e simplificarmos a expressão resultante, a Eq. 14.42 torna-se

$$\frac{d\ln K}{dT} = \frac{(\nu_C\bar{h}_C + \nu_D\bar{h}_D - \nu_A\bar{h}_A - \nu_B\bar{h}_B)}{\bar{R}T^2} \qquad (14.43a)$$

ou, de forma mais concisa,

$$\frac{d\ln K}{dT} = \frac{\Delta H}{\bar{R}T^2} \qquad (14.43b)$$

que vem a ser a ***equação de van't Hoff***.

equação de van't Hoff

Na Eq. 14.43b, ΔH é a *entalpia de reação* à temperatura T. A equação de van't Hoff mostra que, quando ΔH é negativo (reação exotérmica), K diminui com a temperatura, enquanto que para ΔH positivo (reação endotérmica), K aumenta com a temperatura.

A entalpia de reação ΔH é muitas vezes praticamente constante por um intervalo de temperaturas bastante amplo. Em tais casos, pode-se integrar a Eq. 14.43b para gerar

$$\ln\frac{K_2}{K_1} = -\frac{\Delta H}{\bar{R}}\left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1}\right) \qquad (14.44)$$

na qual K_1 e K_2 indicam as constantes de equilíbrio, respectivamente, às temperaturas T_1 e T_2. Esta equação mostra que $\ln K$ é linear em $1/T$. Conseqüentemente, os gráficos de $\ln K$ versus $1/T$ podem ser utilizados para determinar ΔH a partir de dados de composição de equilíbrio experimentais. Como alternativa, pode-se determinar a constante de equilíbrio utilizando-se dados de entalpia.

14.4.3 Ionização

Os métodos desenvolvidos para a determinação da composição de equilíbrio de uma mistura de gases ideais reagentes podem ser aplicados a sistemas que envolvam gases ionizados, também conhecidos por *plasmas*. Em seções anteriores estudamos o equilíbrio químico de sistemas em que a dissociação era um fator. Por exemplo, a reação de dissociação de nitrogênio diatômico

$$N_2 \rightleftarrows 2N$$

pode ocorrer a temperaturas elevadas. A temperaturas ainda mais elevadas, a ionização pode ocorrer de acordo com

$$N \rightleftarrows N^+ + e^- \qquad (14.45)$$

Ou seja, um átomo de nitrogênio perde um elétron, gerando um átomo de nitrogênio monoionizado N^+ e um elétron livre e^-. Aquecimento adicional pode resultar em perda de elétrons adicionais até que todos os elétrons tenham sido removidos do átomo.

Para alguns casos de interesse prático, é razoável pensar em átomos neutros, íons positivos e elétrons formando uma mistura de gases ideais. Com esta idealização, o equilíbrio de ionização pode ser tratado da mesma maneira que o equilíbrio químico de misturas reagentes de gases ideais. A variação na função de Gibbs para a reação de equilíbrio de ionização necessária para se estimar a constante de equilíbrio–ionização pode ser calculada como função da temperatura através do uso de procedimentos da termodinâmica estatística. Em geral, a extensão da ionização aumenta à medida que a temperatura se eleva e a pressão baixa.

O Exemplo 14.8 ilustra a análise de equilíbrio de ionização.

Exemplo 14.8 ESTUDO DO EQUILÍBRIO DE IONIZAÇÃO

Considere uma mistura em equilíbrio a 3600°R (1727°C) que consista em Cs, Cs^+ e e^-, na qual Cs indica átomos neutros de césio, Cs^+ íons monoionizados de césio e e^- elétrons livres. A constante de equilíbrio–ionização a esta temperatura para

$$Cs \rightleftarrows Cs^+ + e^-$$

é $K = 15{,}63$. Determine a pressão, em atmosferas, se a ionização de Cs está 95% completa, e represente graficamente o percentual de conclusão de ionização *versus* pressão variando de 0 a 10 atm.

Solução

Dado: Uma mistura em equilíbrio de Cs, Cs^+ e e^- está a 3600°R (1727°C). O valor da constante de equilíbrio a essa temperatura é conhecido.

Pede-se: Determine a pressão da mistura se a ionização de Cs estiver 95% completa. Represente graficamente o percentual de conclusão de ionização *versus* pressão.

Modelo de Engenharia: Neste caso, pode-se tratar o equilíbrio utilizando-se considerações de equilíbrio de mistura de gases ideais.

Análise: A ionização do césio para formar uma mistura de Cs, Cs^+ e e^- é descrita por

$$Cs \rightarrow (1 - z)Cs + zCs^+ + ze^-$$

onde z indica a extensão da ionização, variando de 0 a 1. O número total de mols da mistura n é

$$n = (1 - z) + z + z = 1 + z$$

No equilíbrio, tem-se $Cs \rightleftarrows Cs^+ + e^-$, portanto a Eq. 14.35 adota a forma

$$K = \frac{(z)(z)}{(1-z)}\left[\frac{p/p_{ref}}{(1+z)}\right]^{1+1-1} = \left(\frac{z^2}{1-z^2}\right)\left(\frac{p}{p_{ref}}\right) \qquad (1)$$

Resolvendo para a razão p/p_{ref} e substituindo o valor conhecido de K, temos

$$\frac{p}{p_{ref}} = (15{,}63)\left(\frac{1-z^2}{z^2}\right)$$

Para $p_{ref} = 1$ atm e $z = 0{,}95$ (95%), $p = 1{,}69$ atm. Utilizando-se um *solucionador de equações* e pacote gráfico, pode-se elaborar o seguinte gráfico:

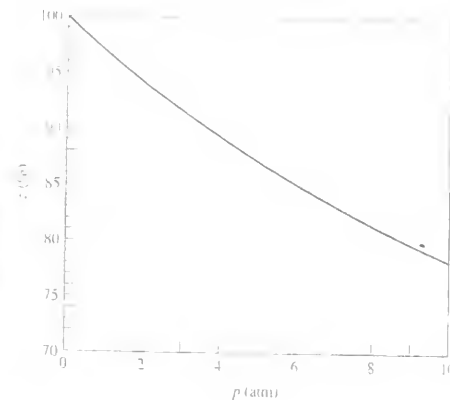



Fig. E14.8

A Fig. E14.8 mostra que a ionização tende a ocorrer em menor extensão à medida que a pressão aumenta. A ionização também tende a ocorrer em maior extensão à medida que a temperatura aumenta a uma pressão determinada.

Teste-Relâmpago

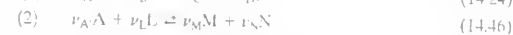
Resolvendo a Eq. (1) para z, determine o percentual de ionização de Cs a $T = 2880$ R (1327°C) [$K = 0{,}78$] e $p = 1$ atm.

Resposta 66,2%.

14.4.4 Reações Simultâneas

Retornemos à discussão da Seção 14.2 e consideremos a possibilidade de mais de uma reação entre as substâncias existentes no sistema. Para a presente aplicação, admite-se que o sistema fechado contém uma mistura de *oito* componentes A, B, C, D, E, L, M e N, sujeitos a *duas* reações independentes

$$(1) \quad \nu_A A + \nu_B B \rightleftarrows \nu_C C + \nu_D D \qquad (14.24)$$

$$(2) \quad \nu_{A'} A + \nu_L L \rightleftarrows \nu_M M + \nu_N N \qquad (14.46)$$

Como na Seção 14.2, o componente E é inerte. Além disso, note que o componente A é utilizado em ambas as reações, mas com um coeficiente estequiométrico provavelmente diferente ($\nu_{A'}$ não é necessariamente igual a ν_A).

Os coeficientes estequiométricos das equações anteriores não correspondem ao número de mols dos seus respectivos componentes presentes no sistema, mas *variações* nas quantidades dos componentes estão relacionadas com os coeficientes estequiométricos através de

$$\frac{-dn_A}{\nu_A} = \frac{-dn_B}{\nu_B} = \frac{dn_C}{\nu_C} = \frac{dn_D}{\nu_D} \qquad (14.25a)$$

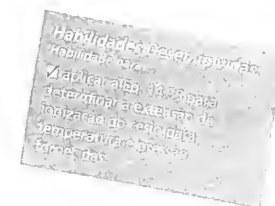
a partir da Eq. 14.24, e

$$\frac{-dn_A}{\nu_{A'}} = \frac{-dn_L}{\nu_L} = \frac{dn_M}{\nu_M} = \frac{dn_N}{\nu_N} \qquad (14.47a)$$

a partir da Eq. 14.46. Introduzindo-se um fator proporcional $d\varepsilon_1$, podem-se representar as Eqs. 14.25a por

$$dn_A = -\nu_A\, d\varepsilon_1, \quad dn_B = -\nu_B\, d\varepsilon_1$$
$$dn_C = \nu_C\, d\varepsilon_1, \quad dn_D = \nu_D\, d\varepsilon_1 \qquad (14.25b)$$

De modo semelhante, com o fator de proporcionalidade $d\varepsilon_2$, as Eqs. 14.47a podem ser representadas por

$$dn_A = -\nu_{A'}\, d\varepsilon_2, \quad dn_L = -\nu_L\, d\varepsilon_2$$
$$dn_M = \nu_M\, d\varepsilon_2, \quad dn_N = \nu_N\, d\varepsilon_2 \qquad (14.47b)$$

O componente A participa em ambas as reações, então a variação total de A é dada por

$$dn_A = -\nu_A\, d\varepsilon_1 - \nu_{A'}\, d\varepsilon_2 \tag{14.48}$$

Além disso, tem-se $dn_E = 0$, pois o componente E é inerte.

Para o sistema em estudo, a Eq. 14.10 é

$$\begin{aligned} dG]_{T,p} &= \mu_A\, dn_A + \mu_B\, dn_B + \mu_C\, dn_C + \mu_D\, dn_D \\ &\quad + \mu_E\, dn_E + \mu_L\, dn_L + \mu_M\, dn_M + \mu_N\, dn_N \end{aligned} \tag{14.49}$$

Fazendo-se as substituições das expressões relativas às variações nos n, a expressão anterior torna-se

$$\begin{aligned} dG]_{T,p} &= (-\nu_A\mu_A - \nu_B\mu_B + \nu_C\mu_C + \nu_D\mu_D)\, d\varepsilon_1 \\ &\quad + (-\nu_{A'}\mu_A - \nu_L\mu_L + \nu_M\mu_M + \nu_N\mu_N)\, d\varepsilon_2 \end{aligned} \tag{14.50}$$

Como as duas reações são independentes, $d\varepsilon_1$ e $d\varepsilon_2$ podem ser modificados independentemente. Em conseqüência, quando $dG]_{T,p} = 0$, os termos entre parênteses devem ser nulos e resultam em *duas* equações de reação de equilíbrio, cada qual correspondendo a uma das seguintes reações:

$$\nu_A\mu_A + \nu_B\mu_B = \nu_C\mu_C + \nu_D\mu_D \tag{14.26b}$$

$$\nu_{A'}\mu_A + \nu_L\mu_L = \nu_M\mu_M + \nu_N\mu_N \tag{14.51}$$

A primeira dessas equações é exatamente a mesma obtida na Seção 14.2. Para o caso de misturas reagentes de gases ideais, esta equação pode ser expressa como

$$-\left(\frac{\Delta G^\circ}{\bar{R}T}\right)_1 = \ln\left[\frac{y_C^{\nu_C} y_D^{\nu_D}}{y_A^{\nu_A} y_B^{\nu_B}}\left(\frac{p}{p_{\text{ref}}}\right)^{\nu_C+\nu_D-\nu_A-\nu_B}\right] \tag{14.52}$$

De modo semelhante, pode-se expressar a Eq. 14.51 como

$$-\left(\frac{\Delta G^\circ}{\bar{R}T}\right)_2 = \ln\left[\frac{y_M^{\nu_M} y_N^{\nu_N}}{y_A^{\nu_{A'}} y_L^{\nu_L}}\left(\frac{p}{p_{\text{ref}}}\right)^{\nu_M+\nu_N-\nu_{A'}-\nu_L}\right] \tag{14.53}$$

Em cada uma dessas equações, o termo ΔG° é estimado como a variação da função de Gibbs para a sua respectiva reação, considerando-se separados cada reagente e cada produto, à temperatura T e à pressão de 1 atm.

Da Eq. 14.52 segue-se a constante de equilíbrio

$$K_1 = \frac{y_C^{\nu_C} y_D^{\nu_D}}{y_A^{\nu_A} y_B^{\nu_B}}\left(\frac{p}{p_{\text{ref}}}\right)^{\nu_C+\nu_D-\nu_A-\nu_B} \tag{14.54}$$

e da Eq. 14.53 segue-se

$$K_2 = \frac{y_M^{\nu_M} y_N^{\nu_N}}{y_A^{\nu_{A'}} y_L^{\nu_L}}\left(\frac{p}{p_{\text{ref}}}\right)^{\nu_M+\nu_N-\nu_{A'}-\nu_L} \tag{14.55}$$

As constantes de equilíbrio K_1 e K_2 podem ser determinadas a partir da Tabela A-27 ou de uma compilação semelhante. As frações molares que aparecem nessas expressões devem ser estimadas através da consideração de *todas* as substâncias presentes dentro do sistema, incluindo a substância inerte E. Cada fração molar tem a forma $y_i = n_i/n$, onde n_i é a quantidade do componente i da mistura em equilíbrio e

$$n = n_A + n_B + n_C + n_D + n_E + n_L + n_M + n_N \tag{14.56}$$

Os n que aparecem na Eq. 14.56 podem ser expressos em termos de *duas* variáveis desconhecidas através da aplicação do princípio da conservação de massa a várias espécies químicas presentes. Conseqüentemente, para temperatura e pressão especificadas, as Eqs. 14.54 e 14.55 fornecem *duas* equações para *duas* incógnitas. A composição do sistema em equilíbrio pode ser determinada através da resolução simultânea dessas equações. Este procedimento é mostrado no Exemplo 14.9.

O procedimento discutido nesta seção pode ser estendido para sistemas que envolvam várias reações independentes simultâneas. O número de expressões de constantes de equilíbrio simultâneas resulta em igual número de reações independentes. Como essas equações são não-lineares e necessitam de soluções simultâneas, normalmente é necessário o uso de um computador.

Exemplo 14.9 ESTUDO DO EQUILÍBRIO COM REAÇÕES SIMULTÂNEAS

Como resultado de aquecimento, um sistema que consista inicialmente em 1 kmol de CO_2, $\frac{1}{2}$ kmol de O_2 e $\frac{1}{2}$ kmol de N_2 forma uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, O_2, N_2 e NO a 3000 K e 1 atm. Determine a composição da mistura em equilíbrio.

Solução

Dado: Um sistema que consiste em quantidades especificadas de CO_2, O_2 e N_2 é aquecida a 3000 K e 1 atm, formando uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, O_2, N_2 e NO.

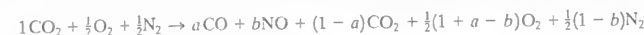
Pede-se: Determine a composição de equilíbrio.

Modelo de Engenharia: A mistura final é uma mistura em equilíbrio de gases ideais.

Análise: A reação geral tem a forma

$$1\,CO_2 + \tfrac{1}{2}O_2 + \tfrac{1}{2}N_2 \rightarrow a\,CO + b\,NO + c\,CO_2 + d\,O_2 + e\,N_2$$

❶ Aplicando-se a conservação de massa ao carbono, ao oxigênio e ao nitrogênio, podem-se expressar os cinco coeficientes desconhecidos em termos de quaisquer dois coeficientes. Selecionando a e b como as incógnitas, obtemos a seguinte equação balanceada:

$$1\,CO_2 + \tfrac{1}{2}O_2 + \tfrac{1}{2}N_2 \rightarrow a\,CO + b\,NO + (1-a)\,CO_2 + \tfrac{1}{2}(1+a-b)\,O_2 + \tfrac{1}{2}(1-b)\,N_2$$

O número total de mols n na mistura formada pelos produtos é

$$n = a + b + (1-a) + \tfrac{1}{2}(1+a-b) + \tfrac{1}{2}(1-b) = \frac{4+a}{2}$$

Em equilíbrio, duas reações independentes relacionam os componentes dos produtos da mistura:

1. $CO_2 \rightleftarrows CO + \frac{1}{2}O_2$
2. $\frac{1}{2}O_2 + \frac{1}{2}N_2 \rightleftarrows NO$

Para a primeira dessas reações, a constante de equilíbrio, quando $p = 1$ atm, apresenta-se da seguinte forma:

$$K_1 = \frac{a[\frac{1}{2}(1+a-b)]^{1/2}}{(1-a)}\left[\frac{1}{(4+a)/2}\right]^{1+1/2-1} = \frac{a}{1-a}\left(\frac{1+a-b}{4+a}\right)^{1/2}$$

De modo semelhante, a constante de equilíbrio para a segunda das reações é

$$K_2 = \frac{b}{[\frac{1}{2}(1+a-b)]^{1/2}[\frac{1}{2}(1-b)]^{1/2}}\left[\frac{1}{(4+a)/2}\right]^{1-1/2-1/2} = \frac{2b}{[(1+a-b)(1-b)]^{1/2}}$$

A 3000 K, a Tabela A-27 fornece $\log_{10}K_1 = -0{,}485$ e $\log_{10}K_2 = -0{,}913$, com o que se obtém $K_1 = 0{,}3273$ e $K_2 = 0{,}1222$. Em conseqüência, as duas equações que devem ser resolvidas simultaneamente para as duas incógnitas a e b são

$$0{,}3273 = \frac{a}{1-a}\left(\frac{1+a-b}{4+a}\right)^{1/2}, \qquad 0{,}1222 = \frac{2b}{[(1+a-b)(1-b)]^{1/2}}$$

A solução é $a = 0{,}3745$ e $b = 0{,}0675$, como se pode verificar. A composição da mistura em equilíbrio, em kmol por kmol de CO_2 inicialmente presente, é então $0{,}3745CO$, $0{,}0675NO$, $0{,}6255CO_2$, $0{,}6535O_2$, $0{,}4663N_2$.

❶ Se forem atingidas temperaturas altas o suficiente, o nitrogênio pode combinar-se com o oxigênio para formar componentes tais como óxido nítrico. Mesmo quantidades residuais de óxidos de nitrogênio nos produtos de combustão podem ser uma fonte de poluição do ar.

Teste-Relâmpago

Determine as frações molares dos componentes da mistura em equilíbrio.

Resposta $y_{CO} = 0{,}171$, $y_{NO} = 0{,}031$, $y_{CO_2} = 0{,}286$, $y_{O_2} = 0{,}299$, $y_{N_2} = 0{,}213$.

Equilíbrio de Fases

Nesta parte do capítulo a condição de equilíbrio $dG]_{T,p} = 0$ apresentada na Seção 14.1 é utilizada no estudo do equilíbrio de sistemas multicomponentes, multifásicos e não-reagentes. A discussão começa pelo caso elementar de equilíbrio entre duas fases de substâncias puras e depois volta-se para o caso mais geral de vários componentes presentes em várias fases.

14.5 Equilíbrio entre Duas Fases de uma Substância Pura

Considere o caso de um sistema que consiste em duas fases de uma substância pura em equilíbrio. Como o sistema está em equilíbrio, cada fase está às mesmas temperatura e pressão. A função de Gibbs para o sistema é

$$G = n'\bar{g}'(T, p) + n''\bar{g}''(T, p) \tag{14.57}$$

onde as plicas ' e " indicam, respectivamente, fase 1 e 2

Fazendo o diferencial de G a T e p determinadas, temos

$$dG]_{T,p} = \bar{g}'\, dn' + \bar{g}''\, dn'' \tag{14.58}$$

Como a quantidade total de substância pura permanece constante, um aumento na quantidade presente em uma das fases deve ser compensado por uma diminuição equivalente na quantidade presente na outra fase. Assim, tem-se $dn'' = -dn'$, e a Eq. 14.58 torna-se

$$dG]_{T,p} = (\bar{g}' - \bar{g}'')\, dn'$$

Em equilíbrio, $dG]_{T,p} = 0$, e então

$$\bar{g}' = \bar{g}'' \tag{14.59}$$

Em equilíbrio, as funções de Gibbs molares das fases são iguais

EQUAÇÃO DE CLAPEYRON. Pode-se utilizar a Eq. 14.59 para deduzir a equação de *Clapeyron*, obtida por outros meios na Seção 11.4. Para duas fases em equilíbrio, as variações de pressão estão relacionadas unicamente a variações de temperatura: $p = p_{sat}(T)$; assim, a diferenciação da Eq. 14.59 em relação à temperatura fornece

$$\left.\frac{\partial \bar{g}'}{\partial T}\right)_p + \left.\frac{\partial \bar{g}'}{\partial p}\right)_T \frac{dp_{sat}}{dT} = \left.\frac{\partial \bar{g}''}{\partial T}\right)_p + \left.\frac{\partial \bar{g}''}{\partial p}\right)_T \frac{dp_{sat}}{dT}$$

Com as Eqs. 11.30 e 11.31, esta se torna

$$-\bar{s}' + \bar{v}'\frac{dp_{sat}}{dT} = -\bar{s}'' + \bar{v}''\frac{dp_{sat}}{dT}$$

Ou, rearrumando-se,

$$\frac{dp_{sat}}{dT} = \frac{\bar{s}'' - \bar{s}'}{\bar{v}'' - \bar{v}'}$$

Isto pode ser expresso alternativamente se observarmos que, com $\bar{g} = \bar{h} - T\bar{s}$, a Eq. 14.59 torna-se

$$\bar{h}' - T\bar{s}' = \bar{h}'' - T\bar{s}''$$

ou

$$\bar{s}'' - \bar{s}' = \frac{\bar{h}'' - \bar{h}'}{T} \tag{14.60}$$

equação de Clapeyron

Combinando-se os resultados, obtém-se a ***equação de Clapeyron***

$$\frac{dp_{sat}}{dT} = \frac{1}{T}\left(\frac{\bar{h}'' - \bar{h}'}{\bar{v}'' - \bar{v}'}\right) \tag{14.61}$$

Aplicações da equação de Clapeyron são fornecidas no Cap 11.

Uma forma especial da Eq 14.61 para um sistema em equilíbrio que consista em um líquido ou uma fase sólida e uma fase de vapor pode ser obtida de maneira simples. Se o volume específico do líquido ou do sólido, $\bar{v}'$, for desprezível em comparação com o volume específico do vapor, $\bar{v}''$, e o vapor puder ser tratado com um gás ideal, $\bar{v}'' = \bar{R}T/p_{sat}$, a Eq 14.61 torna-se

$$\frac{dp_{sat}}{dT} = \frac{\bar{h}'' - \bar{h}'}{\bar{R}T^2/p_{sat}}$$

ou

$$\frac{d \ln p_{sat}}{dT} = \frac{\bar{h}'' - \bar{h}'}{\bar{R}T^2} \tag{14.62}$$

que é a ***equação de Clausius-Clapeyron*** Pode-se observar a semelhança na forma entre a Eq. 14.62 e a equação de van't Hoff, Eq 14.43b. A equação de van't Hoff para o equilíbrio químico equivale à equação de Clausius-Clapeyron para o equilíbrio de fases.

equação de Clausius-Clapeyron

14.6 Equilíbrio de Sistemas Multicomponentes e Multifásicos

O equilíbrio de sistemas que podem envolver várias fases, cada qual envolvendo um número de componentes presentes, é estudado nesta seção. O resultado principal é a regra das fases de Gibbs, que resume limitações importantes de sistemas multicomponentes e multifásicos em equilíbrio.

14.6.1 Potencial Químico e Equilíbrio de Fases

A Fig 14.1 mostra um sistema que consiste em *dois* componentes A e B em *duas* fases 1 e 2, que estão à mesma temperatura e à mesma pressão. Aplicando-se a Eq. 14.10 a cada uma dessas fases, tem-se

$$\begin{aligned} dG']_{T,p} &= \mu'_A\, dn'_A + \mu'_B\, dn'_B \\ dG'']_{T,p} &= \mu''_A\, dn''_A + \mu''_B\, dn''_B \end{aligned} \tag{14.63}$$

Fig. 14.1 Sistema que consiste em dois componentes em duas fases

onde, tal como anteriormente, as plicas identificam as duas fases.

Quando há transferência de matéria entre as duas fases na ausência de reação química, as quantidades totais de A e B devem permanecer constantes. Assim, o aumento na quantidade presente em uma das fases deve ser compensado pela equivalente diminuição da quantidade presente na outra fase. Ou seja,

$$dn''_A = -dn'_A, \qquad dn''_B = -dn'_B \tag{14.64}$$

Com as Eqs. 14.63 e 14.64, a variação da função de Gibbs para o sistema é

$$\begin{aligned} dG]_{T,p} &= dG']_{T,p} + dG'']_{T,p} \\ &= (\mu'_A - \mu''_A)\, dn'_A + (\mu'_B - \mu''_B)\, dn'_B \end{aligned} \tag{14.65}$$

Como n'_A e n'_B podem variar independentemente, segue-se que, quando $dG]T,p = 0$, os termos entre parênteses são nulos, resultando em

$$\mu'_A = \mu''_A \qquad \text{e} \qquad \mu'_B = \mu''_B \tag{14.66}$$

Em equilíbrio, o potencial químico de cada componente é o mesmo em cada fase.

A importância do potencial químico para o equilíbrio de fases pode ser apresentada simplesmente através da reconsideração do sistema da Fig. 14.1, no caso especial em que o potencial químico do componente B é o mesmo em ambas as fases: $\mu'_B = \mu''_B$. Com esta restrição, a Eq 14.65 reduz-se a

$$dG]_{T,p} = (\mu'_A - \mu''_A)\, dn'_A$$

Qualquer processo espontâneo do sistema que ocorra a temperatura e pressão determinadas deve ser tal que a função de Gibbs decresça: $dG]_{T,p} < 0$. Assim, com as expressões anteriores temos

$$(\mu'_A - \mu''_A)\, dn'_A < 0$$

Consequentemente,

- quando o potencial químico de A é maior na fase 1 do que na fase 2 ($\mu'_A > \mu''_A$), segue-se que $dn'_A < 0$. Ou seja, a substância A passa da fase 1 para a fase 2.
- quando o potencial químico de A é maior na fase 2 do que na fase 1 ($\mu''_A > \mu'_A$), segue-se que $dn'_A > 0$. Ou seja, a substância A passa da fase 2 para a fase 1.

Em equilíbrio, os potenciais químicos são iguais ($\mu'_A > \mu''_A$) e não há transferência líquida de A entre fases.

Por este raciocínio, vê-se que o potencial químico pode ser considerado uma medida da *tendência de escape* de um componente. Se o potencial químico de um componente não for o mesmo em cada fase, haverá uma tendência do componente de passar de uma fase que tem potencial químico maior desse componente para a fase em que há o menor potencial químico. Quando o potencial químico é o mesmo para ambas as fases, não há tendência para que ocorra uma transferência líquida de uma fase para outra.

No Exemplo 14.10, aplicamos os princípios de equilíbrio das fases para fornecer uma análise racional para o modelo apresentado na Seção 12.5.3 para ar úmido em contato com água líquida.

Exemplo 14.10 EQUILÍBRIO DE AR ÚMIDO EM CONTATO COM ÁGUA LÍQUIDA

Um sistema fechado à temperatura de 70°F(21°C) e pressão de 1 atm consiste em uma fase de água líquida pura em equilíbrio com uma fase de vapor composta por vapor d'água e ar seco. Determine o desvio, em percentagem, da pressão parcial do vapor d'água da pressão de saturação da água a 70°F(21°C).

Solução

Dado: Apenas uma fase de água líquida está em equilíbrio com o *ar úmido* a 70°F(21°C) e 1 atm.

Pede-se: Determine o desvio percentual da pressão parcial de vapor d'água do ar úmido em relação à pressão de saturação da água a 70°F(21°C).

Diagrama Esquemático e Dados Fornecidos:

Fig. E14.10

Modelo de Engenharia:

1. A fase gasosa pode ser modelada como uma mistura de gases ideais.
2. A fase líquida é composta apenas de água pura.

Análise: Para o equilíbrio de fases, o potencial químico da água deve ter o mesmo valor em ambas as fases: $\mu_l = \mu_v$, onde μ_l e μ_v indicam, respectivamente, os potenciais químicos de água líquida pura na fase líquida e do vapor d'água na fase gasosa.

O potencial químico μ_l é a função de Gibbs por mol de água líquida pura (Eq. 14.12):

$$\mu_l = \bar{g}(T, p)$$

Uma vez que se admite que a fase de vapor forma uma mistura de gases ideais, o potencial químico μ_v iguala a função de Gibbs por mol estimada à temperatura T e à pressão parcial p_v do vapor d'água (Eq. 14.16)

$$\mu_v = \bar{g}(T, p_v)$$

Para o equilíbrio de fases, $\mu_l = \mu_v$ ou

$$\bar{g}(T, p_v) = \bar{g}(T, p)$$

Com $\bar{g} = \bar{h} - T\bar{s}$, esta pode ser expressa alternativamente como

$$\bar{h}(T, p_v) - T\bar{s}(T, p_v) = \bar{h}(T, p) - T\bar{s}(T, p)$$

O vapor d'água é modelado como um gás ideal. Assim, a entalpia é dada com boa aproximação pelo valor do vapor saturado à temperatura T

$$\bar{h}(T, p_v) \approx \bar{h}_g$$

Além disso, com a Eq. 6.20b, a diferença entre a entropia específica do vapor d'água e a entropia específica do estado de vapor saturado correspondente é

$$\bar{s}(T, p_v) - \bar{s}_g(T) = -\bar{R} \ln \frac{p_v}{p_{sat}}$$

ou

$$\bar{s}(T, p_v) = \bar{s}_g(T) - \bar{R} \ln \frac{p_v}{p_{sat}}$$

onde p_{sat} é a pressão de saturação à temperatura T.

Com a Eq. 3.13, a entalpia do líquido é aproximadamente

$$\bar{h}(T, p) \approx \bar{h}_f + \bar{v}_f(p - p_{sat})$$

onde $\bar{v}_f$ e $\bar{h}_f$ são os volumes específicos do líquido saturado e a entalpia à temperatura T. Além disso, com a Eq. 6.5

$$\bar{s}(T, p) \approx \bar{s}_f(T)$$

onde $\bar{s}_f$ é a entropia específica do líquido saturado à temperatura T.

Agrupando-se as expressões imediatamente anteriores, tem-se

$$\bar{h}_g - T\left(\bar{s}_g - \bar{R} \ln \frac{p_v}{p_{sat}}\right) = \bar{h}_f + \bar{v}_f(p - p_{sat}) - T\bar{s}_f$$

ou

$$\bar{R}T \ln \frac{p_v}{p_{sat}} = \bar{v}_f(p - p_{sat}) - \underline{[(\bar{h}_g - \bar{h}_f) - T(\bar{s}_g - \bar{s}_f)]}$$

O termo sublinhado desaparece devido à Eq. 14.60, gerando

$$\ln \frac{p_v}{p_{sat}} = \frac{\bar{v}_f(p - p_{sat})}{\bar{R}T} \quad \text{ou} \quad \frac{p_v}{p_{sat}} = \exp \frac{\bar{v}_f(p - p_{sat})}{\bar{R}T}$$

Com os dados da Tabela A-2E a 70°F(21°C), v_f = 0,01605 ft³/lb (0,001 m³/kg) e p_{sat} = 0,3632 lbf/in² (2504 Pa), tem-se

$$\frac{\bar{v}_f(p - p_{sat})}{\bar{R}T} = \frac{0{,}01605\ \text{ft}^3/\text{lb}(14{,}696 - 0{,}3632)(\text{lbf/in}^2)|144\ \text{in}^2/\text{ft}^2|}{\left(\frac{1545}{18{,}02}\frac{\text{ft}\cdot\text{lbf}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)(530^\circ\text{R})}$$

$$= 7{,}29 \times 10^{-4}$$

Finalmente,

$$\frac{p_v}{p_{sat}} = \exp(7{,}29 \times 10^{-4}) = 1{,}00073$$

Quando expresso com percentagem, o desvio de p em relação a p_{sat} é

❷ $$\left(\frac{p_v - p_{sat}}{p_{sat}}\right)(100) = (1{,}00073 - 1)(100) = 0{,}073\%$$

---

❶ Para o equilíbrio de fases, existiria uma pequena mas finita concentração de ar na fase de água líquida. Porém, essa pequena quantidade de ar dissolvido é ignorada neste desenvolvimento.

❷ O desvio de p_v em relação a p_{sat} é desprezível nas condições especificadas. Isto sugere que, a temperaturas e pressões normais, o equilíbrio entre as fases de água líquida e de vapor d'água não é significativamente perturbado pela presença de ar seco. Em conseqüência, a pressão parcial do vapor d'água pode ser tomada como igual à pressão de saturação da água à temperatura do sistema. Esse modelo, apresentado na Seção 12.5.3, foi utilizado extensivamente no Cap. 12.

Teste-Relâmpago

Utilizando os métodos da Seção 12.5.2, determine a umidade específica, ω, da mistura ar–água–vapor.

Resposta 0,01577.

14.6.2 A Regra das Fases de Gibbs

O requisito para o equilíbrio de um sistema que consista em dois componentes e duas fases dadas pelas Eqs. 14.66 pode ser estendido, com raciocínio similar, a sistemas não-reagentes, multicomponentes e multifásicos. Em equilíbrio, o potencial químico de cada componente deve ser o mesmo em todas as fases. Para o caso de N componentes que estão presentes em P fases tem-se, portanto, o seguinte conjunto de $N(P-1)$ equações

$$N\begin{cases} \overbrace{\mu_1^1 = \mu_1^2 = \mu_1^3 = \cdots = \mu_1^P}^{P-1} \\ \mu_2^1 = \mu_2^2 = \mu_2^3 = \cdots = \mu_2^P \\ \vdots \\ \mu_N^1 = \mu_N^2 = \mu_N^3 = \cdots = \mu_N^P \end{cases} \quad (14.67)$$

onde μ_{ij} indica o potencial químico do i-ésimo componente na j-ésima fase. Esse conjunto de equações fornece a base para a *regra das fases de Gibbs*, que permite a determinação do número de *propriedades intensivas independentes* que podem ser arbitrariamente especificadas de modo a se estabelecer o estado *intensivo* do sistema. O número de propriedades intensivas independentes é chamado ***graus de liberdade*** (ou de *variância*).

graus de liberdade

Como o potencial químico é uma propriedade intensiva, o seu valor depende das proporções relativas dos componentes presentes e não das quantidades dos componentes. Em outras palavras: em uma dada fase, que envolve N componentes à temperatura T e à pressão p, o potencial químico é determinado pelas *frações molares* dos componentes presentes e não pelos seus respectivos n. Porém, como as frações molares somam 1, no máximo $N - 1$ das frações molares podem ser independentes. Assim, para um sistema composto por N componentes, existem no máximo $N - 1$ frações molares independentes para cada fase. Para P fases, portanto, existem no máximo $P(N - 1)$ frações molares independentes. Além disso, a temperatura e a pressão, as quais são as mesmas em cada fase, são duas propriedades intensivas adicionais, o que gera um máximo de $P(N - 1) + 2$ propriedades intensivas independentes para o sistema. Mas, em função das $N(P - 1)$ condições de equilíbrio descritas pelas Eqs. 14.67 entre essas propriedades, o número de propriedades intensivas que são livremente variáveis, os graus de liberdade F, é

regra das fases de Gibbs

$$F = [P(N - 1) + 2] - N(P - 1) = 2 + N - P \tag{14.68}$$

que é a ***regra das fases de Gibbs***.

Na Eq. 14.68, F é o número de propriedades intensivas que podem ser especificadas arbitrariamente e que devem ser especificadas para se estabelecer o estado intensivo de um sistema não-reativo em equilíbrio. ➡ **POR EXEMPLO...** vamos aplicar a regra das fases de Gibbs a uma solução líquida que consista em água e amônia tal como consideramos na discussão de refrigeração por absorção (Seção 10.5). Esta solução envolve dois componentes e uma fase única. $N = 2$ e $P = 1$. A Eq. 14.68 então fornece $F = 3$, e assim o estado intensivo é determinado pelos valores fornecidos por *três* propriedades intensivas, tais como a temperatura, a pressão e a fração molar da amônia (ou da água). ⬅

A regra das fases resume limitações importantes em vários tipos de sistemas. Por exemplo, para um sistema composto por um único componente, tal como a água, $N = 1$ e a Eq. 14.68 torna-se

$$F = 3 - P \tag{14.69}$$

- ▶ O número mínimo de fases é 1, correspondendo a $P = 1$. Para este caso, a Eq. 14.69 fornece $F = 2$. Ou seja, *duas* propriedades intensivas devem ser especificadas para se estabelecer o estado intensivo do sistema. Os requisitos são conhecidos a partir da utilização das tabelas de vapor e das tabelas de propriedades similares. Para se obterem as propriedades de vapor superaquecido, digamos de tais tabelas, é necessário que se forneçam valores para *quaisquer duas* propriedades tabeladas, como, por exemplo, T e p.
- ▶ Quando duas fases estão presentes em um sistema de um único componente. $N = 1$ e $P = 2$. A Eq. 14.69 então fornece $F = 1$. Ou seja, o estado intensivo é determinado por um único valor de propriedade intensiva. Por exemplo, os estados intensivos de fases separadas de uma mistura em equilíbrio de água líquida e de vapor d'água são completamente determinados pela especificação da temperatura.
- ▶ O mínimo valor admissível para os graus de liberdade é zero: $F = 0$. Para um sistema de componente único, a Eq. 14.69 mostra que isto corresponde a $P = 3$, um sistema trifásico. Assim, *três* é o número máximo de fases diferentes de um componente puro que podem coexistir em equilíbrio. Como não há graus de liberdade, tanto a temperatura quanto a pressão são determinadas em equilíbrio. Por exemplo, existe uma única temperatura 0,01°C (32,02°F) e uma única pressão de 0,6113 kPa (0,006 atm) para as quais o gelo, a água líquida e o vapor d'água estão em equilíbrio.

A regra das fases apresentada deve ser modificada para uso em sistemas nos quais ocorrem reações químicas. Além disso, o sistema de equações, Eqs. 14.67, que fornece os requisitos para equilíbrio das fases a determinadas temperatura e pressão pode ser expresso alternativamente em forma de funções de Gibbs parciais molais, fugacidades e atividades, as quais foram apresentadas na Seção 11.9. Para a utilização de qualquer dessas expressões para a determinação da composição de equilíbrio de diferentes fases presentes em um sistema em equilíbrio é necessário um modelo para cada fase, que permita a estimativa das quantidades relevantes — os potenciais químicos, as fugacidades e assim por diante — para os componentes presentes em termos das propriedades do sistema que possam ser determinadas. Por exemplo, uma fase gasosa pode ser modelada como uma mistura de gases ideais ou, pressões mais altas, como uma solução ideal.

✓ Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo, estudamos o equilíbrio de fases e o equilíbrio químico. O capítulo começou pelo desenvolvimento de critérios para o equilíbrio e pela apresentação do potencial químico. Na segunda parte do capítulo, estudamos o equilíbrio químico de mistura de gases ideais utilizando o conceito de constante de equilíbrio. Também utilizamos o balanço de energia e determinamos a temperatura de equilíbrio de chama como uma aplicação. A parte final do capítulo diz respeito ao equilíbrio de fases, incluindo sistemas de multicomponentes e multifásicos e a regra das fases de Gibbs.

A lista a seguir fornece um guia de estudos para este capítulo. Quando tiver concluído o estudo deste texto e a resolução dos exercícios do final deste capítulo, você estará apto a

- ✓ escrever o significado dos termos listados em boxes sombreados por todo o capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de conceitos fundamentais listados a seguir é particularmente importante.
- ✓ aplicar a relação de constante de equilíbrio, a Eq. 14.35, para se determinar a terceira quantidade quando *duas* quantidades *quaisquer* forem conhecidas, tais como a temperatura, a pressão e a composição de equilíbrio de uma mistura de gases ideais. Casos especiais incluem usos com reações simultâneas e com sistemas que envolvam gases ionizados.
- ✓ utilizar os conceitos de equilíbrio químico com o balanço de energia, incluindo a determinação da temperatura de equilíbrio de chama.
- ✓ aplicar a Eq. 14.43b, a equação de van't Hoff, para determinar a entalpia de reação quando a constante de equilíbrio for conhecida, e reciprocamente
- ✓ aplicar a regra das fases de Gibbs, a Eq. 14.68

Conceitos Fundamentais na Engenharia

função de Gibbs
critério de equilíbrio
potencial químico
equação de reação de equilíbrio
constante de equilíbrio
regra das fases de Gibbs

Equações Principais

$dG]_{T,p} = 0$	(14.6)	Critério de equilíbrio.
$\mu_i = \left(\dfrac{\partial G}{\partial n_i}\right)_{T,p,n_l}$	(14.8)	Potencial químico do componente i em uma mistura.
$G = \sum_{i=1}^{j} n_i \bar{g}_i(T, p_i)$	(14.15)	Relações de função de Gibbs e de potencial químico para misturas de gases ideais.
$\mu_i = \bar{g}_i(T, p_i)$	(14.16)	
$\mu_i = \bar{g}_i^{\circ} + \bar{R}T \ln \dfrac{y_i p}{p_{ref}}$	(14.17)	
$K(T) = \dfrac{y_C^{\nu_C} y_D^{\nu_D}}{y_A^{\nu_A} y_B^{\nu_B}} \left(\dfrac{p}{p_{ref}}\right)^{\nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B}$	(14.32)	Expressões da constante de equilíbrio para uma mistura em equilíbrio de gases ideais.
$K = \dfrac{n_C^{\nu_C} n_D^{\nu_D}}{n_A^{\nu_A} n_B^{\nu_B}} \left(\dfrac{p/p_{ref}}{n}\right)^{\nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B}$	(14.35)	
$\dfrac{d \ln K}{dT} = \dfrac{\Delta H}{\bar{R}T^2}$	(14.43b)	Equação de van't Hoff.
$\bar{g}' = \bar{g}''$	(14.59)	Critério para equilíbrio de fases para uma substância pura.
$\mu_A' = \mu_A'' \quad \mu_B' = \mu_B''$	(14.66)	Critério para equilíbrio de fases para um sistema de dois componentes e duas fases.
$F = 2 + N - P$	(14.68)	Regra das fases de Gibbs.

Exercícios: pontos de reflexão para os engenheiros

1. Por que é vantajoso usar a função de Gibbs quando se está estudando equilíbrio de fases e equilíbrio químico?

2. Para a Eq. 14.6 ser aplicada em equilíbrio, um sistema deve alcançar o equilíbrio a T e p determinadas?

3. Mostre que $(dA)_{T,V} = 0$ é um critério de equilíbrio válido onde $A = U - TS$ é a *função de Helmholtz*.

4. Uma mistura de 1 kmol de CO e $\frac{1}{2}$ kmol de O_2 é mantida a temperatura e pressão ambientes. Após 100 horas, apenas uma quantidade de CO_2 insignificante foi formada. Por quê?

5. Por que o oxigênio contido em um tanque de aço pode ser tratado como *inerte* em uma análise termodinâmica ainda que o ferro *oxide* na presença de oxigênio?

6. Para $CO_2 + H_2 \rightleftarrows CO + H_2O$, como a pressão afeta a composição de equilíbrio?

7. Para cada uma das reações listadas na Tabela A-27, o valor de $\log_{10}K$ aumenta com o aumento da temperatura. O que isto significa?

8. Para cada uma das reações listadas na Tabela A-27, o valor da constante de equilíbrio K a 298 K é relativamente pequeno. O que isto significa?

9. Se um sistema que inicialmente contém CO_2 e H_2O for mantido com T, p determinadas, liste as espécies químicas que *podem* estar presentes em equilíbrio.

10. Utilizando a Eq. 14.12 em conjunto com considerações de equilíbrio de fases, sugira como o potencial químico de um componente de uma mistura pode ser avaliado.

11. A observação 1 do Exemplo 14.10 refere-se à pequena quantidade de ar que pode estar dissolvida na fase líquida. Para o equilíbrio, o que deve ser verdadeiro para os potenciais químicos do ar nas fases líquida e gasosa?

12. A água pode existir em algumas fases sólidas diferentes. A água líquida, o vapor d'água e duas fases de gelo podem coexistir em equilíbrio?

Problemas: desenvolvendo habilidades para a engenharia

Trabalho com a Constante de Equilíbrio

14.1 Determine a variação da função de Gibbs $\Delta G°$ a 25°C em kJ/kmol, para a reação

$$CH_4(g) + 2O_2 \rightleftarrows CO_2 + 2H_2O(g)$$

utilizando

(a) dados da função de Gibbs de formação.
(b) dados de entalpia de formação e de entropia absoluta.

14.2 Calcule a constante de equilíbrio, expressa como $\log_{10}K$, para $CO_2 \rightleftarrows CO + \frac{1}{2}O_2$ a (a) 500 K, (b) 1800°R (727°C). Compare com os valores da Tabela A-27.

14.3 Calcule a constante de equilíbrio, expressa como $\log_{10}K$, para a reação de *água–gás* $CO + H_2O(g) \rightleftarrows CO_2 + H_2$ a (a) 298 K, (b) 1000 K. Compare com os valores da Tabela A-27.

14.4 Calcule a constante de equilíbrio, expressa como $\log_{10}K$, para $H_2O \rightleftarrows H_2 + \frac{1}{2}O_2$ a (a) 298 K, (b) 3600°R (1727°C). Compare com os valores da Tabela A-27.

14.5 Utilizando dados da Tabela A-27, determine $\log_{10}K$ a 2500 K para

(a) $H_2O \rightleftarrows H_2 + \frac{1}{2}O_2$.
(b) $H_2O + \frac{1}{2}O_2 \rightleftarrows H_2O$.
(c) $2H_2O \rightleftarrows 2H_2 + O_2$.

14.6 Na Tabela A-27, $\log_{10}K$ é aproximadamente linear com $1/T$: $\log_{10}K = C_1 + C_2/T$, sendo C_1 e C_2 constantes. Para reações selecionadas listadas na tabela

(a) verifique isto graficando $\log_{10}K$ versus $1/T$ para temperaturas que variem de 2100 a 2500 K.
(b) estime C_1 e C_2 para qualquer par de entradas em tabelas adjacentes no intervalo de temperaturas da parte (a).

14.7 Determine a relação entre as constantes de equilíbrio de gás ideal K_1 e K_2 para as duas formas alternativas de se expressarem as seguintes reações de síntese da amônia:

1. $\frac{1}{2}N_2 + \frac{3}{2}H_2 \rightleftarrows NH_3$
2. $N_2 + 3H_2 \rightleftarrows 2NH_3$

14.8 Considere as reações

1. $CO + H_2O \rightleftarrows H_2 + CO_2$
2. $2CO_2 \rightleftarrows 2CO + O_2$
3. $2H_2O \rightleftarrows 2H_2 + O_2$

Mostre que $K_1 = (K_3/K_2)^{1/2}$.

14.9 Considere as reações

1. $CO_2 + H_2 \rightleftarrows CO + H_2O$
2. $CO_2 \rightleftarrows CO + \frac{1}{2}O_2$
3. $H_2O \rightleftarrows H_2 + \frac{1}{2}O_2$

(a) Mostre que $K_1 = K_2/K_3$
(b) Estime $\log_{10}K_1$ a 298 K e 1 atm utilizando a expressão do item (a), em conjunto com os dados de $\log_{10}K$ da Tabela A-27.
(c) Confira o valor de $\log_{10}K_1$ obtido no item (b) através da utilização da Eq. 14.31 na reação 1.

14.10 Estime a constante de equilíbrio a 2000 K para $CH_4 + H_2O \rightleftarrows 3H_2 + CO$. A 2000 K, $\log_{10}K = 7{,}469$ para $C + \frac{1}{2}O_2 \rightleftarrows CO$ e $\log_{10}K = -3{,}408$ para $C + 2H_2 \rightleftarrows CH_4$.

14.11 Para cada uma das seguintes reações de dissociação, determine as composições de equilíbrio

(a) Um kmol de N_2O_4 dissocia-se para formar uma mistura de gases ideais em equilíbrio de N_2O_4 e NO_2 a 25°C e 2 atm. Para $N_2O_4 \rightleftarrows 2NO_2$, $\Delta G° = 5400$ kJ/kmol a 25°C.
(b) Um kmol de CH_4 dissocia-se para formar uma mistura de gases ideais em equilíbrio de CH_4, H_2 e C a 1000 K e 5 atm. Para $C + 2H_2 \rightleftarrows CH_4$, $\log_{10}K = 1{,}011$ a 1000 K.

14.12 Determine a extensão à qual a dissociação ocorre nos seguintes casos. 1 lbmol (0,4536 kmol) de H_2O dissocia-se para gerar uma mistura em equilíbrio de H_2O, H_2 e O_2 a 4740°F(2616°C) e 1,25 atm. 1 lbmol (0,4536 kmol) de CO_2 dissocia-se para gerar uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2 às mesmas temperatura e pressão.

14.13 1 lbmol (0,4536 kmol) de carbono reage com 2 lbmol (0,9072 kmol) de oxigênio (O_2) para gerar uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2 a 4940°F (2727°C) e 1 atm. Determine a composição de equilíbrio.

14.14 Os exercícios a seguir envolvem óxidos de nitrogênio:

(a) Um kmol de N_2O_4 dissocia-se a 25°C e 1 atm para gerar uma mistura em equilíbrio de gases ideais de N_2O_4 e NO_2 na qual a quantidade de N_2O_4 presente é 0,8154 kmol. Determine a quantidade de N_2O_4 que estaria presente em uma mistura em equilíbrio a 25°C e 0,5 atm.
(b) Uma mistura gasosa que consiste em 1 kmol de NO, 10 kmol de O_2 e 40 kmol de N_2 reage para formar uma mistura em equilíbrio de gases ideais de NO_2, NO e O_2 a 500 K e 0,1 atm. Determine a composição de equilíbrio da mistura. Para $NO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftarrows NO_2$, $K = 120$ a 500 K.
(c) Uma mistura eqüimolar de O_2 e N_2 reage para formar uma mistura em equilíbrio de gases ideais de O_2, N_2 e NO. Represente graficamente a fração molar de NO da mistura em equilíbrio *versus* a temperatura de equilíbrio que varia de 1200 a 2000 K.

Por que os óxidos de nitrogênio são preocupantes?

14.15 Um kmol de CO_2 dissocia-se para formar uma mistura em equilíbrio de gases ideais de CO_2, CO e O_2 a temperatura T e pressão p.

(a) Para $T = 3000$ K, represente graficamente a quantidade de CO presente, em kmol, *versus* a pressão para $1 \leq p \leq 10$ atm.
(b) Para $p = 1$ atm, represente graficamente a quantidade de CO presente, em kmol, *versus* a temperatura para $2000 \leq T \leq 3500$ K.

14.16 1 lbmol (0,4536 kmol) de H_2O dissocia-se para formar uma mistura em equilíbrio de gases ideais de H_2O, H_2 e O_2 a temperatura T e pressão p.

(a) Para $T = 5400$°R (2727°C), represente graficamente a quantidade de H_2 presente, em lbmol, *versus* a pressão variando de 1 a 10 atm
(b) Para $p = 1$ atm, represente graficamente a quantidade de H_2 presente, em lbmol, *versus* a temperatura variando de 3600°R (1727°C) a 6300°R (3227°C).

14.17 Um lbmol de H_2O em conjunto com x lbmol de N_2 (inerte) geram uma mistura em equilíbrio a 5400°R (2727°C) e 1 atm, que consiste em H_2O, H_2, O_2 e N_2. Represente graficamente a quantidade de H_2 presente na mistura em equilíbrio, em lbmol, *versus* x variando de 0 a 2.

14.18 Uma mistura eqüimolar de CO com O_2 reage para formar uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2 a 3000 K. Determine o efeito da pressão na composição da mistura em equilíbrio. A redução da pressão, enquanto se mantém constante a temperatura, aumentará ou diminuirá a quantidade de CO_2 presente? Explique.

14.19 Uma mistura eqüimolar de CO com $H_2O(g)$ reage para formar uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, H_2O e H_2 a 1727°C e 1 atm.

(a) A diminuição da temperatura aumentará ou diminuirá a quantidade de H_2 presente? Explique.
(b) A redução da pressão, mantendo-se constante a temperatura, aumentará ou diminuirá a quantidade de H_2 presente? Explique.

14.20 Determine a temperatura, em K, à qual 9% do hidrogênio diatômico (H_2) dissociam-se em hidrogênio monoatômico (H) à pressão de 10 atm. Para uma maior percentagem de H_2 à mesma pressão, a temperatura seria *mais alta* ou *mais baixa*? Explique.

14.21 Dois kmol de CO_2 dissociam-se para formar uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2 na qual está presente 1,8 kmol de CO_2. Represente graficamente a temperatura de equilíbrio da mistura, em K, *versus* a pressão p para $0{,}5 \leq p \leq 10$ atm.

14.22 Um kmol de $H_2O(g)$ dissocia-se para formar uma mistura em equilíbrio de $H_2O(g)$, H_2 e O_2 na qual a quantidade de vapor d'água presente é de 0,95 kmol. Represente graficamente a temperatura da mistura em equilíbrio, em K, *versus* a pressão p para $1 \leq p \leq 10$ atm

14.23 Um recipiente de pressão que contém inicialmente 1 kmol de $H_2O(g)$ e x kmol de N_2 forma uma mistura em equilíbrio a 1 atm que consiste em $H_2O(g)$, H_2, O_2 e N_2 na qual está presente 0,5 kmol de $H_2O(g)$. Represente graficamente x *versus* a temperatura T para $3000 \leq T \leq 3600$ K.

14.24 Um recipiente de pressão que contém inicialmente 2 lbmol (0,9072 kmol) de N_2 e 1 lbmol (0,4536 kmol) de O_2 forma uma mistura em equilíbrio a 1 atm que consiste em N_2, O_2 e NO. Represente graficamente a quantidade de NO gerado *versus* a temperatura T para 3600°R (1727°C) $\leq T \leq$ 6300°R (3227°C).

14.25 Um recipiente de pressão que contém inicialmente 1 kmol de CO e 4,76 kmol de ar seco forma uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, O_2 e N_2 a 3000 K e 1 atm. Determine a composição de equilíbrio.

14.26 Um recipiente de pressão que contém inicialmente 1 kmol de O_2, 2 kmol de N_2 e 1 kmol de Ar (argônio) forma uma mistura em equilíbrio de O_2, N_2, NO e Ar (argônio) a 2727°C e 1 atm. Determine a composição de equilíbrio.

14.27 Um kmol de CO e 0,5 kmol de O_2 reagem para formar uma mistura a temperatura T e a pressão p que consiste em CO_2, CO e O_2. Se 0,35 kmol de CO está presente em uma mistura em equilíbrio quando a pressão é de 1 atm, determine a quantidade de CO que estaria presente em uma mistura em equilíbrio, à mesma temperatura, se a pressão fosse de 10 atm.

14.28 Um recipiente de pressão contém inicialmente 1 kmol de H_2 e 4 kmol de N_2. Uma mistura em equilíbrio de H_2, H e N_2 é formada a 3000 K e 1 atm. Determine a composição de equilíbrio. Se a pressão for aumentada enquanto se mantém constante a temperatura, a quantidade de hidrogênio monoatômico, na mistura em equilíbrio, iria aumentar ou diminuir? Explique.

14.29 Ar seco entra em um trocador de calor. Uma mistura em equilíbrio de N_2, O_2 e NO sai a 3882°F (2139°C) e 1 atm. Determine a fração molar de NO da mistura de saída. A quantidade de NO iria aumentar ou diminuir à medida que a temperatura diminuísse a pressão constante? Explique.

14.30 Uma mistura gasosa com uma análise molar de 20% CO_2, 40% CO e 40% O_2 entra em um trocador de calor e é aquecida a pressão constante. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2 sai a 3000 K e 1,5 bar (0,15 MPa). Determine a análise molar da mistura de saída.

14.31 Uma mistura de gases ideais com a análise molar 30% CO, 10% CO_2, 40% H_2O e 20% de gás inerte entra em um reator que opera em regime permanente. Uma mistura em equilíbrio de CO, CO_2, H_2O, H_2 e o gás inerte sai a 1 atm.

(a) Se a mistura em equilíbrio sai a 1200 K, determine, em base molar, a razão de H_2 e H_2O na mistura em equilíbrio de entrada.
(b) Se a fração molar de CO presente na mistura em equilíbrio é de 7,5%, determine, em K, a temperatura da mistura em equilíbrio

14.32 A mistura de 1 kmol de CO e 0,5 kmol de O_2 dentro de um recipiente de pressão fechado, inicialmente a 1 atm e 300 K, reage para formar uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2 a 2500 K. Determine, em atm, a pressão final

14.33 Metano queima com 90% de ar teórico para gerar uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, $H_2O(g)$, H_2 e N_2 a 1000K e 1 atm. Determine a composição da mistura em equilíbrio, por kmol de mistura

14.34 Octano (C_8H_{18}) queima com o ar para formar uma mistura em equilíbrio de CO_2, H_2, CO, $H_2O(g)$ e N_2 a 1700K e 1 atm. Determine a composição dos produtos, em kmol por kmol de combustível, para uma razão de equivalência de 1,2

14.35 Gás acetileno (C_2H_2) a 25°C e 1 atm entra em um reator operando em regime permanente e queima com 40% de ar em excesso que entra a 25°C e 1 atm, com 80% de umidade relativa. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, H_2O, O_2, NO e N_2 sai a 2200K e 0,9 atm. Determine, por kmol de C_2H_2 de entrada, a composição da mistura de saída.

Equilíbrio Químico e o Balanço de Energia

14.36 Gás dióxido de carbono a 25°C e 5,1 atm entra em um trocador de calor que opera em regime permanente. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2 sai a 2527°C e 5 atm. Determine, por kmol de CO_2 de entrada,

(a) a composição da mistura de saída.
(b) a transferência de calor para o fluxo de gás, em kJ.

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

14.37 Vapor d'água saturada a 15 lbf/in² (103,4 kPa) entra em um trocador de calor que opera em regime permanente. Uma mistura em equilíbrio de $H_2O(g)$, H_2 e O_2 sai a 4040°F (2227°C) e 1 atm. Determine, por kmol de vapor de entrada,

(a) a composição da mistura de saída
(b) a transferência de calor para o fluxo de vapor, em Btu.

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

14.38 Carbono a 25°C e 1 atm entra em um reator que opera em regime permanente e queima com oxigênio que entra a 127°C e 1 atm. Os fluxos de entrada têm vazões molares iguais. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2 sai a 2727°C e 1 atm. Determine, por kmol de carbono,

(a) a composição da mistura de saída.
(b) a transferência de calor entre o reator e a vizinhança, em kJ.

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

14.39 Uma mistura eqüimolar de monóxido de carbono e de vapor d'água a 200°F (93,3°C) entra em um reator que opera em regime permanente. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e $H_2O(g)$ e H_2 sai a 2240°F (1227°C) e 1 atm. Determine a transferência de calor entre o reator e a vizinhança, em Btu por lbmol de CO de entrada. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

14.40 Dióxido de carbono (CO_2) e oxigênio (O_2) em uma razão molar 1:2 entram em um reator que opera em regime permanente em fluxos separados, respectivamente, de 1 atm e 127°C e de 1 atm e 277°C. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2 sai a 1 atm. Se a fração molar de CO da mistura de saída é de 0,1, determine a taxa de transferência de calor do reator, em kJ por kmol de CO_2 de entrada. Ignore os efeitos das energias cinética e potencial.

14.41 Gás metano a 25°C e 1 atm entra em um reator que opera em regime permanente e queima com 80% de ar teórico que entra a 227°C e 1 atm. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, $H_2O(g)$, H_2 e N_2 sai a 1427°C e 1 atm. Determine por kmol de metano de entrada.

(a) a composição da mistura de saída.
(b) a transferência de calor entre o reator e a vizinhança, em kJ.

Ignore os efeitos das energias cinética e potencial.

14.42 Propano gasoso (C_3H_8) a 25°C e 1 atm entra em um reator operando em regime permanente e queima com 80% da quantidade de ar teórico que entra em separado a 25°C e 1 atm. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, $H_2O(g)$, H_2 e N_2 sai a 1227°C, 1 atm. Determine a transferência de calor entre o reator e a vizinhança, em kJ por kmol de propano de entrada. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

14.43 Propano gasoso (C_3H_8) a 77°F (25°C) e 1 atm entra em um reator que opera em regime permanente e queima com a quantidade de ar teórico que entra separadamente a 240°F(116°C) e 1 atm. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, $H_2O(g)$, O_2 e N_2 sai a 3140°F (1727°C), 1 atm. Determine a transferência de calor entre o reator e a vizinhança, em Btu por lbmol de propano de entrada. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

14.44 Um kmol de CO_2 inicialmente à temperatura T e 1 atm é aquecido a pressão constante até que o estado final seja alcançado, consistindo em uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2 na qual a quantidade de CO_2 presente é de 0,422 kmol. Determine a transferência de calor e o trabalho, cada qual em kJ, se T for de (a) 298 K, (b) 400 K

14.45 Gás hidrogênio (H_2) a 25°C e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e reage com 250% de oxigênio em exces

so que entra a 227°C e 1 atm Os produtos de combustão saem a 1 atm Determine a temperatura dos produtos, em K se

(a) a combustão for completa
(b) sair uma mistura em equilíbrio de H_2O, H_2 e O_2

Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis

14.46 Para cada caso do Problema 14.45, determine a taxa de produção de entropia, em kJ/K por kmol H_2 de entrada. O que se pode concluir sobre a possibilidade de se alcançar combustão completa?

14.47 Hidrogênio (H_2) a 25°C e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e reage com 100% de ar teórico que entra a 25°C e 1 atm. Os produtos de combustão saem a temperatura T e 1 atm Determine T, em K, se

(a) a combustão for completa.
(b) sair uma mistura em equilíbrio de H_2O, H_2, O_2 e N_2

14.48 Metano a 77°F (25°C) e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e queima com 90% de ar teórico que entra separadamente a 77°F (25°C) e 1 atm Os produtos saem a 1 atm como uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, $H_2O(g)$, H_2 e N_2. Determine a temperatura dos produtos de saída, em °R. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis

14.49 Monóxido de carbono a 77°F (25°C) e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e queima com ar que entra a 77°F (25°C) e 1 atm. Os produtos saem a 1 atm como uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, O_2 e N_2. Determine a temperatura da mistura em equilíbrio, em °R, se a combustão ocorre com

(a) 80% de ar teórico.
(b) 100% de ar teórico

Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis

14.50 Para cada caso do Problema 14 49, determine a taxa de destruição de exergia, em kJ/K por kmol de CO de entrada no reator Considere T_0 = 537°R (25°C).

14.51 Monóxido de carbono a 25°C e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e queima com oxigênio em excesso (O_2) que entra a 25°C e 1 atm. Os produtos saem a 2950 K e 1 atm como uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO e O_2. Determine a percentagem de excesso de oxigênio. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis

14.52 Uma mistura gasosa de monóxido de carbono e a quantidade teórica de ar a 260°F (127°C) e 1,5 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, O_2 e N_2 sai a 1,5 atm. Determine a temperatura da mistura na saída, em °R. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis

14.53 Metano a 25°C e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e queima com oxigênio que entra a 127°C e 1 atm. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, O_2 e $H_2O(g)$ sai a 3250 K e 1 atm Determine a taxa à qual o oxigênio entra no reator, em kmol por kmol de metano. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

14.54 Metano a 77°F (25°C) e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente e queima com uma quantidade teórica de ar que entra a 77°F (25°C) e 1 atm. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, O_2, $H_2O(g)$ e N_2 sai a 1 atm

(a) Determine a temperatura dos produtos de saída, em °R.
(b) Determine a taxa de destruição de exergia, em Btu por lbmol de metano de entrada, para T_0 = 537°R (25°C).

Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

14.55 Gás metano a 25°C e 1 atm entra em um reator isolado que opera em regime permanente, onde queima com x vezes a quantidade teórica de ar que entra a 25°C. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, O_2, H_2O e N_2 sai a 1 atm Para valores escolhidos de x variando de 1 a 4, determine, em K, a temperatura de saída da mistura em equilíbrio. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

14.56 Uma mistura que consiste em 1 kmol de monóxido de carbono (CO). 0,5 kmol de oxigênio (O_2) e 1,88 kmol de nitrogênio (N_2), inicialmente a 227°C e 1 atm, reage em um recipiente de pressão fechado, rígido e isolado, gerando uma mistura em equilíbrio de CO_2, CO, O_2 e N_2. Determine, em atm, a pressão de equilíbrio final.

14.57 Uma mistura que consiste em 1 kmol de CO e a quantidade teórica de ar inicialmente a 60°C e 1 atm, reage em um recipiente de pressão fechado, rígido e isolado, gerando uma mistura em equilíbrio Uma análise dos produtos mostrou que existem presentes 0,808 kmol de CO_2, 0,192 kmol de CO e 0,096 kmol de O_2. A temperatura final da mistura é medida em 2465°C Verifique a consistência desses dados.

Utilização da Equação de van't Hoff, Ionização

14.58 Estime a entalpia de reação a 2000 K, em kJ/kmol, para $CO_2 \rightleftarrows CO + \frac{1}{2}O_2$ utilizando a equação de van't Hoff e os dados da constante de equilíbrio. Compare com o valor obtido pela entalpia de reação utilizando os dados de entalpia.

14.59 Estime a entalpia de reação a 2000 K em kJ/kmol, para $H_2O \rightleftarrows H_2 + \frac{1}{2}O_2$ utilizando a equação de van't Hoff e os dados da constante de equilíbrio Compare com o valor obtido pela entalpia de reação utilizando os dados de entalpia.

14.60 Estime a constante de equilíbrio a 2800 K para $CO_2 \rightleftarrows CO + \frac{1}{2}O_2$ utilizando a constante de equilíbrio a 2000 K da Tabela A-27, em conjunto com a equação de van't Hoff e os dados de entalpia Compare com o valor obtido pela constante de equilíbrio obtida da Tabela A-27.

14.61 Estime a constante de equilíbrio a 2800 K para a reação $H_2O \rightleftarrows H_2 + \frac{1}{2}O_2$ utilizando a constante de equilíbrio a 2500 K da Tabela A-27, em conjunto com a equação de van't Hoff e os dados de entalpia Compare com o valor obtido pela constante de equilíbrio obtida da Tabela A-27

14.62 A 25°C, $\log_{10}K = 8{,}9$ para $C + 2H \rightleftarrows CH_4$ Supondo que a entalpia de reação não varie muito com a temperatura, estime o valor de $\log_{10}K$ a 500°C.

14.63 Se as constantes de equilíbrio–ionização para $Cs \rightleftarrows Cs^+ + e^-$ para 1600 e 2000 K são, respectivamente, $K = 0{,}78$ e $K = 15{,}63$, estime a entalpia de ionização, em kJ/kmol, a 1800 K utilizando a equação de van't Hoff

14.64 Uma mistura em equilíbrio a 2000 K e 1 atm consiste em Cs, Cs^+ e e^-. Com base em 1 kmol de Cs inicialmente presente, determine a percentagem de ionização do césio A 2000 K, a constante de equilíbrio–ionização para $Cs \rightleftarrows Cs^+ + e^-$ é $K = 15{,}63$

14.65 Uma mistura em equilíbrio a 18.000°R (9727°C) e pressão p consiste em Ar (argônio), Ar^+ e e^-. Com base em 1 lbmol (0,4536 kmol) de argônio neutro inicialmente presente, represente graficamente o percentual de ionização do argônio *versus* a pressão para $0{,}01 \leq p \leq 0{,}05$ atm. A 18.000°R (9727°C), a constante de equilíbrio–ionização para $Ar \rightleftarrows Ar^+ + e^-$ é $K = 4{,}2 \times 10^{-4}$

14.66 A 2000 K e a pressão p, 1 kmol de Na ioniza-se para formar uma mistura em equilíbrio de Na, Na^+ e e^- na qual a quantidade de Na presente é de x kmol. Represente graficamente a pressão, em atm, *versus* x para $0{,}2 \leq x \leq 0{,}3$ kmol A 2000 K, a constante de equilíbrio–ionização para $Na \rightleftarrows Na^+ + e^-$ é $K = 0{,}668$.

14.67 A 12.000 K e 6 atm, 1 kmol de N ioniza-se para formar uma mistura em equilíbrio de N, N^+ e e^- na qual a quantidade de N presente é de 0,95 kmol Determine a constante de equilíbrio–ionização a essa temperatura para $N \rightleftarrows N^+ + e^-$.

Estudo das Reações Simultâneas

14.68 Dióxido de carbono (CO_2), oxigênio (O_2) e nitrogênio (N_2) entram em um reator que opera em regime permanente com vazões molares iguais. Uma mistura em equilíbrio de CO_2, O_2, N_2, CO e NO sai a 3000 K e 5 atm. Determine a análise molar da mistura em equilíbrio.

14.69 Uma mistura eqüimolar de monóxido de carbono e de vapor d'água entra em um trocador de calor que opera em regime permanente. Uma mistura em equilíbrio de CO, CO_2, O_2, $H_2O(g)$ e H_2 sai a 2227°C e 1 atm. Determine a análise molar da mistura em equilíbrio de saída.

14.70 Um recipiente de pressão fechado inicialmente contém uma mistura gasosa que consiste em 3 lbmol (1,361 kmol) de CO_2, 6 lbmol (2,722 kmol) de CO e 1 lbmol (0,4536 kmol) de H_2. É gerada uma mistura em equilíbrio a 4220°F (2327°C) e 1 atm que contém CO_2, CO, H_2O, H_2 e O_2 Determine a composição da mistura em equilíbrio.

14.71 Butano (C_4H_{10}) queima com 100% de ar em excesso para gerar uma mistura em equilíbrio a 1400 K e 20 atm, consistindo em CO_2, O_2, $H_2O(g)$, N_2, NO e NO_2. Determine a equação de reação balanceada Para $N_2 + 2O_2 \rightleftarrows 2NO_2$ a 1400 K, $K = 8{,}4 \times 10^{-10}$.

14.72 Um lbmol (0,4536 kmol) de $H_2O(g)$ dissocia-se para formar uma mistura em equilíbrio a 5000°R (2505°C) e 1 atm, consistindo em $H_2O(g)$ H_2, O_2 e OH. Determine a composição de equilíbrio

14.73 Vapor d'água entra em um trocador de calor que opera em regime permanente Uma mistura em equilíbrio de $H_2O(g)$, H_2, O_2, H e OH sai à temperatura T e 1 atm. Determine a análise molar da mistura em equilíbrio de saída para

(a) T = 2800 K.
(b) T = 3000 K

Estudo do Equilíbrio de Fases

14.74 Para uma mistura bifásica líquido–vapor de água a 100°C, utilize dados de propriedades tabeladas para mostrar que as funções específicas de Gibbs de líquido saturado e de vapor saturado são iguais. Repita para uma mistura bifásica líquido–vapor de Refrigerante 134a a 20°C.

14.75 Utilizando a equação de Clapeyron, resolva os seguintes problemas do Cap 11. (a) 11.32, (b) 11.33, (c) 11 34, (d) 11 35, (e) 11 40

14.76 Um sistema fechado a 20°C e 1 bar consiste em uma fase de água líquida pura em equilíbrio com uma fase de vapor composta de vapor d'água e ar seco. Determine o afastamento, em percentagem, da pressão parcial do vapor d'água da pressão de saturação de água pura a 20°C.

14.77 Desenvolva uma expressão para estimar a pressão à qual o grafite e o diamante existem em equilíbrio a 25°C em termos de volume específico, função de Gibbs específica e compressibilidade isotérmica de cada fase a 25°C e 1 atm Discuta

14.78 Um sistema isolado tem duas fases, indicadas por A e B, cada uma das quais consiste nas mesmas duas substâncias, indicadas por 1 e 2. Mostre que as condições necessárias para o equilíbrio são

1. a temperatura de cada fase é a mesma, $T_A = T_B$
2. a pressão de cada fase é a mesma, $p_A = p_B$
3. o potencial químico de cada componente tem o mesmo valor em cada fase, $\mu_1^A = \mu_1^B$, $\mu_2^A = \mu_2^B$.

14.79 Um sistema isolado tem duas fases, indicadas por A e B, cada qual consistindo nas mesmas duas substâncias, indicadas por 1 e 2. As fases são separadas por uma *fina* parede, que se move livremente, permeável apenas para a substância 2 Determine as condições necessárias para o equilíbrio.

14.80 Voltando ao Problema 14.79, faça cada fase ser uma mistura binária de argônio e hélio e a parede ser permeável apenas ao argônio. Se as fases estão inicialmente nas condições tabeladas a seguir, determine a temperatura, a pressão e a composição de equilíbrio finais nas duas fases

	$T(K)$	p(MPa)	n(kmol)	y_{Ar}	y_{He}
Fase A	300	0,2	6	0,5	0,5
Fase B	400	0,1	5	0,8	0,2

14.81 A Fig. P14 81 mostra uma mistura de gases ideais à temperatura T e à pressão p contendo a substância k, separada da fase gasosa do k puro à temperatura T e à pressão p' por uma membrana semipermeável que só permite a passagem de k. Admitindo-se que o modelo de gás ideal também se aplica à fase gasosa pura, determine a relação entre p e p' para que não haja transferência líquida de k através da membrana.

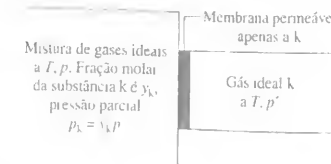



Fig. P14.81

14.82 Qual é o número máximo de fases homogêneas que pode existir em equilíbrio para um sistema que envolva

(a) um componente?
(b) dois componentes?
(c) três componentes?

14.83 Determine o número de graus de liberdade para sistemas compostos de

(a) gelo e água líquida.
(b) gelo, água líquida e vapor d'água.
(c) água líquida e vapor d'água.
(d) apenas vapor d'água.
(e) vapor d'água e ar seco.
(f) água líquida, vapor d'água e ar seco.
(g) gelo, vapor d'água e ar seco
(h) N_2 e O_2 a 20°C e 1 atm
(i) uma fase líquida e uma fase de vapor, cada qual contendo amônia e água.
(j) mercúrio líquido, água líquida e uma fase de vapor de mercúrio e água
(k) acetona líquida e uma fase de vapor de acetona e N_2.

14.84 Desenvolva a *regra das fases* para sistemas quimicamente reagentes.

14.85 Aplique o resultado do Problema 14 84 para determinar o número de graus de liberdade para a reação de fase gasosa

$$CH_4 + H_2O \rightleftarrows CO + 3H_2$$

14.86 Para o sistema gás–líquido em equilíbrio à temperatura T e à pressão p, a *lei de Raoult* modela a relação entre a pressão parcial da substância i na fase gasosa, p_i, e a fração molar da substância i na fase líquida, y_i, como se segue.

$$p_i = y_i p_{sat,i}(T)$$

onde $p_{sat,i}(T)$ é a pressão de saturação de i puro à temperatura T. Admite-se que a fase gasosa forme uma mistura de gases ideais; assim, $p_i = x_i p$, onde x_i é a fração molar de i na fase gasosa. Aplique a lei de Raoult para os seguintes casos, os quais são representativos das condições que podem ser encontradas em sistemas de absorção amônia–água (Seção 10 5)·

(a) Admita um sistema bifásico, líquido–vapor de amônia–água, em equilíbrio a 20°C A fração molar da amônia na fase líquida é de 80%. Determine a pressão, em bar, e a fração molar da amônia na fase de vapor.
(b) Determine as frações molares da amônia nas fases líquida e vapor de um sistema bifásico de amônia–água, em equilíbrio a 40°C e 12 bar(1,2 MPa)

Projetos e problemas em aberto: explorando a prática de engenharia

14.1P Utilizando software adequado, desenvolva gráficos que forneçam a variação da razão de equivalência dos produtos em equilíbrio de misturas de octano–ar a 30 atm e temperaturas selecionadas variando de 1700 a 2800 K. Admita razões de equivalência no intervalo de 0,2 a 1,4 e os produtos em equilíbrio, incluindo, mas não necessariamente limitados a, CO_2, CO, H_2O, O_2, O, H_2, N_2, NO e OH Em que condições há formação significativa de óxido nítrico (NO) e de monóxido de carbono (CO)? Discuta.

14.2P Os gases de exaustão de um motor de ignição por centelha contêm diversos poluentes, incluindo os óxidos de nitrogênio NO e NO_2, conhecidos em conjunto por NO_x. Além disso, os gases de exaustão podem conter monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados ou parcialmente queimados (HC)

(a) As quantidades de poluentes realmente presentes dependem do projeto do motor e das condições operacionais, e em geral diferem significativamente dos valores calculados com base no equilíbrio

químico Discuta tanto as razões para essas discrepâncias quanto os possíveis mecanismos pelos quais tais poluentes são formados em um motor real.

(b) Para motores de ignição por centelha, a produção média de poluentes a montante do catalisador, em g por milha percorrida do veículo, são os óxidos nítricos, 1,5, os hidrocarbonetos, 2; e o monóxido de carbono, 20. Para uma cidade com população de 100.000 ou mais habitantes, estime a quantidade anual de cada poluente, em kg, que pode ser descarregada se os automóveis não tiverem dispositivos de controle de emissões. Repita a estimativa se os veículos aderirem aos padrões de emissões atuais do governo dos EUA.

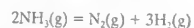
14.3P A lei do ar limpo, um ato Federal dos EUA, de 1970, e suas sucessivas emendas tiveram como alvo os óxidos de nitrogênio NO e NO_2, conhecidos em conjunto como NO_x, como importantes poluentes do ar. O NO_x é gerado na combustão através de três mecânismos básicos: formação *térmica* do NO_x, formação *imediata* do NO_x e formação *do combustível* do NO_x. Discuta esses mecanismos de formação, incluindo uma discussão sobre a formação térmica do NO_x pelo *mecanismo de Zeldovich*. Qual é o papel do NO_x na formação do ozônio? Cite algumas estratégias de redução de NO_x.

14.4P A quantidade de dióxido de enxofre (SO_2) presente em *gases descartados* de processos industriais pode ser reduzida pela oxidação do SO_2 para SO_3 a uma temperatura elevada em um reator catalítico. Por sua vez, o SO_3 pode reagir com a água para formar ácido sulfúrico que tem valor econômico. Para o gás descartado a 1 atm, tendo uma análise molar de 12% SO_2, 8% O_2, 80% N_2, estime a faixa de temperaturas na qual se pode realizar uma conversão *substancial* de SO_2 para SO_3.

14.5P Uma mistura gasosa de hidrogênio (H_2) e monóxido de carbono (CO) entra em um reator catalítico e uma mistura gasosa de metanol (CH_3OH), hidrogênio e monóxido de carbono sai do reator. No estágio preliminar de projeto do processo, é necessário fazer uma estimativa plausível da fração molar de hidrogênio de entrada y_{H_2}, da temperatura de saída da mistura T_s e da pressão de saída da mistura p_s, sujeita a quatro restrições: (1) $0,5 \le y_{H_2} \le 0,75$, (2) $300 \le T_s \le 400$ K, (3) $1 \le p_s \le 10$ atm e (4) a mistura de saída contém ao menos 75% de metanol em base molar. Obtenha essa estimativa.

14.6P Quando sistemas em equilíbrio térmico, mecânico e químico são *perturbados*, podem ocorrer variações internas aos sistemas, conduzindo a um novo estado de equilíbrio. Os efeitos da pertubação de sistemas, considerados no desenvolvimento das Eqs. 14.32 e 14.33, podem ser determinados pelo estudo dessas equações. Por exemplo, a pressão e temperatura determinadas, pode-se concluir que um aumento na quantidade do componente inerte E conduziria a aumentos em n_C e em n_D quando $\Delta\nu = (\nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B)$ fosse positivo, e a diminuições de n_C e de n_D quando $\Delta\nu$ fosse negativo, e a nenhuma mudança quando $\Delta\nu = 0$.

(a) Para um sistema que consista em NH_3, N_2 e H_2 a pressão e temperatura determinadas, sujeito à reação

$$2NH_3(g) = N_2(g) + 3H_2(g)$$

investigue os efeitos, um de cada vez, de acréscimos nas quantidades presentes de NH_3, H_2 e N_2.

(b) Para o *caso geral* das Eqs. 14.32 e 14.33, investigue os efeitos, um de cada vez, de acréscimos nas quantidades presentes de A, B, C e D.

14.7P Com referência aos dados da constante de equilíbrio da Tabela A-27:

(a) Para cada uma das reações tabeladas, represente graficamente $\log_{10}K$ versus $1/T$ e determine a inclinação da linha de melhor ajuste. Qual é o significado termodinâmico da inclinação? Verifique a sua conclusão sobre a inclinação utilizando dados das tabelas *JANAF*.[2]

(b) Um texto afirma que o módulo de uma constante de equilíbrio frequentemente sinaliza a importância de uma reação, e oferece esta *norma prática*: quando $K < 10^{-3}$, a extensão da reação é usualmente não significativa, ao passo que, quando $K > 10^3$, a reação geralmente ocorre próxima ao equilíbrio. Confirme ou negue esta regra.

14.8P (a) Para um equilíbrio de uma mistura de gases ideais de N_2, H_2 e NH_3, estime a constante de equilíbrio a partir de uma expressão que você deduza a partir da *equação de van't Hoff* que necessita apenas do estado-padrão de entalpia de formação e dos dados da função de Gibbs de formação em conjunto com expressões analíticas adequadas, em termos de temperatura para os calores específicos de gás ideal de N_2, H_2 e NH_3.

(b) Para a síntese da amônia através de $\frac{1}{2}N_2 + \frac{3}{2}H_2 \rightarrow NH_3$ faça uma recomendação para as faixas de temperatura e de pressão para as quais a fração molar de amônia na mistura seja ao menos de 0,5.

14.9P A Fig. P14.9P fornece uma tabela de dados para um ciclo de refrigeração de absorção de brometo de lítio–água em conjunto com o croqui de um diagrama de propriedades mostrando o ciclo. O diagrama de propriedades representa graficamente a pressão de vapor *versus* a concentração de brometo de lítio–água. Aplique a *regra das fases* para verificar que os estados numerados são determinados pelos valores das propriedades fornecidas. O que representa a linha de *cristalização* no diagrama de equilíbrio, e qual é a sua importância para a operação do ciclo de adsorção? Localize os estados numerados em um diagrama de entalpia–concentração para soluções de brometo de lítio–água obtido da literatura técnica. Finalmente, desenvolva um croqui esquemático do equipamento para esse ciclo de refrigeração.

Estado	Temperatura (°F)	Pressão in (Hg)	$(mf)_{LiBr}$ (%)
1	115	0,27	63,3
2	104	0,27	59,5
3	167	1,65	59,5
4	192	3,00	59,5
5	215	3,00	64,0
6	135	0,45	64,0
7	120	0,32	63,3

Percentual de brometo de lítio em massa

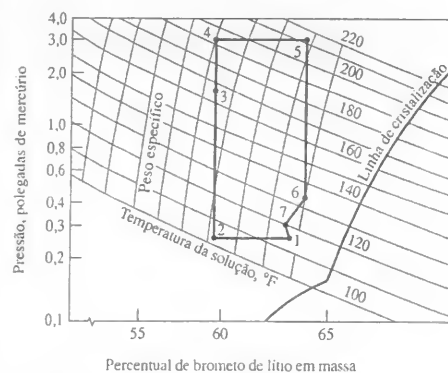



Fig. P14.9P

14.10P A patente dos EUA 5.298.233 descreve um meio para a conversão de resíduos industriais de dióxido de carbono e de vapor d'água. Uma alimentação contendo hidrogênio e carbono, tal como borra orgânica ou inorgânica, óleo combustível de baixa qualidade ou lixo municipal, é introduzida em um banho fundido que consiste em duas fases imiscíveis de metais fundidos. O carbono e o hidrogênio da alimentação são convertidos, respectivamente, em carbono dissolvido e em hidrogênio dissolvido. O carbono dissolvido é oxidado na primeira fase de metal fundido para dióxido de carbono, que é liberado na atmosfera. O hidrogênio dissolvido migra para a segunda fase de metal fundido, onde este é oxidado para formar vapor d'água, que também é liberado a partir do banho. Avalie criticamente esta tecnologia para despejo de rejeitos. Esta tecnologia é comercialmente promissora? Compare com outras práticas de manejo de rejeitos, tais como pirólise e incineração.

[2] Stull, D.R. e H. Prophet. *JANAF Thermochemical Tables*, 2ª ed. NSRDS-NBS 37, National Bureau of Standards, Washington, DC, junho 1971.

Índice de Tabelas em Unidades do SI

Tabela A-1 **Peso Atômico ou Molecular e Propriedades Críticas de Elementos e Compostos Selecionados**

Tabela A-2 **Propriedades da Água Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura**

Tabela A-3 **Propriedades da Água Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**

Tabela A-4 **Propriedades do Vapor d'Água Superaquecido**

Tabela A-5 **Propriedades da Água Líquida Comprimida**

Tabela A-6 **Propriedades da Água Saturada (Sólido-Vapor): Tabela de Temperatura**

Tabela A-7 **Propriedades do Refrigerante 22 Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura**

Tabela A-8 **Propriedades do Refrigerante 22 Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**

Tabela A-9 **Propriedades do Vapor de Refrigerante 22 Superaquecido**

Tabela A-10 **Propriedades do Refrigerante 134a Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura**

Tabela A-11 **Propriedades do Refrigerante 134a Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**

Tabela A-12 **Propriedades do Vapor de Refrigerante 134a Superaquecido**

Tabela A-13 **Propriedades da Amônia Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura**

Tabela A-14 **Propriedades da Amônia Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**

Tabela A-15 **Propriedades do Vapor de Amônia Superaquecido**

Tabela A-16 **Propriedades do Propano Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura**

Tabela A-17 **Propriedades do Propano Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**

Tabela A-18 **Propriedades do Vapor de Propano Superaquecido**

Tabela A-19 **Propriedades de Sólidos e Líquidos Selecionados: c_p, ρ e κ**

Tabela A-20 **Calores Específicos de Gases Ideais para Alguns Gases Usuais**

Tabela A-21 **Variação de $\bar{c}_p$ com a Temperatura para Gases Ideais Selecionados**

Tabela A-22 **Propriedades do Ar como Gás Ideal**

Tabela A-23 **Propriedades de Gases Selecionados Tomados como Gases Ideais**

Tabela A-24 **Constantes para as Equações de Estado de van der Waals, de Redlich-Kwong e de Benedict-Webb-Rubin**

Tabela A-25 **Propriedades Termoquímicas a 298 K e 1 atm de Substâncias Selecionadas**

Tabela A-26 **Exergia Química Padrão Molar, $\bar{e}^{ch}$ (kJ/kmol) a 298 K e p_0 de Substâncias Selecionadas**

Tabela A-27 **Logaritmos em Base 10 das Constantes de Equilíbrio K**

Tabela A-1

Peso Atômico ou Molecular e Propriedades Críticas de Elementos e Compostos Selecionados

Substância	Fórmula Química	M (kg/kmol)	T_c (K)	p_c (bar)	$Z_c = \frac{p_c v_c}{RT_c}$
Acetileno	C_2H_2	26,04	309	62,8	0,274
Água	H_2O	18,02	647,3	220,9	0,233
Alcool etílico	C_2H_5OH	46,07	516	63,8	0,249
Álcool metílico	CH_3OH	32,04	513	79,5	0,220
Amônia	NH_3	17,03	406	112,8	0,242
Ar equivalente	—	28,97	133	37,7	0,284
Argônio	Ar	39,94	151	48,6	0,290
Benzeno	C_6H_6	78,11	563	49,3	0,274
Butano	C_4H_{10}	58,12	425	38,0	0,274
Carbono	C	12,01		—	—
Cobre	Cu	63,54	—	—	—
Dióxido de carbono	CO_2	44,01	304	73,9	0,276
Dióxido de enxofre	SO_2	64,06	431	78,7	0,268
Etano	C_2H_6	30,07	305	48,8	0,285
Etileno	C_2H_4	28,05	283	51,2	0,270
Hélio	He	4,003	5,2	2,3	0,300
Hidrogênio	H_2	2,016	33,2	13,0	0,304
Metano	CH_4	16,04	191	46,4	0,290
Monóxido de carbono	CO	28,01	133	35,0	0,294
Nitrogênio	N_2	28,01	126	33,9	0,291
Octano	C_8H_{18}	114,22	569	24,9	0,258
Oxigênio	O_2	32,00	154	50,5	0,290
Propano	C_3H_8	44,09	370	42,7	0,276
Propileno	C_3H_6	42,08	365	46,2	0,276
Refrigerante 12	CCl_2F_2	120,92	385	41,2	0,278
Refrigerante 22	$CHClF_2$	86,48	369	49,8	0,267
Refrigerante 134a	CF_3CH_2F	102,03	374	40,7	0,260

Fontes: Adaptado de *International Critical Tables* e de L.C. Nelson e E. F. Obert, Generalized Compressibility Charts, *Chem. Eng.* *61*: 203 (1954)

Propriedades da Água Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura

Conversões da Pressão
1 bar = 0,1 MPa
= 10² kPa

Temp. °C	Press. bar	Volume Específico m³/kg: Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Volume Específico m³/kg: Vapor Sat. v_g	Energia Interna kJ/kg: Líquido Sat. u_f	Energia Interna kJ/kg: Vapor Sat. u_g	Entalpia kJ/kg: Líquido Sat. h_f	Entalpia kJ/kg: Evap. h_{fg}	Entalpia kJ/kg: Vapor Sat. h_g	Entropia kJ/kg·K: Líquido Sat. s_f	Entropia kJ/kg·K: Vapor Sat. s_g	Temp. °C
0,01	0,00611	1,0002	206,136	0,00	2375,3	0,01	2501,3	2501,4	0,0000	9,1562	0,01
4	0,00813	1,0001	157,232	16,77	2380,9	16,78	2491,9	2508,7	0,0610	9,0514	4
5	0,00872	1,0001	147,120	20,97	2382,3	20,98	2489,6	2510,6	0,0761	9,0257	5
6	0,00935	1,0001	137,734	25,19	2383,6	25,20	2487,2	2512,4	0,0912	9,0003	6
8	0,01072	1,0002	120,917	33,59	2386,4	33,60	2482,5	2516,1	0,1212	8,9501	8
10	0,01228	1,0004	106,379	42,00	2389,2	42,01	2477,7	2519,8	0,1510	8,9008	10
11	0,01312	1,0004	99,857	46,20	2390,5	46,20	2475,4	2521,6	0,1658	8,8765	11
12	0,01402	1,0005	93,784	50,41	2391,9	50,41	2473,0	2523,4	0,1806	8,8524	12
13	0,01497	1,0007	88,124	54,60	2393,3	54,60	2470,7	2525,3	0,1953	8,8285	13
14	0,01598	1,0008	82,848	58,79	2394,7	58,80	2468,3	2527,1	0,2099	8,8048	14
15	0,01705	1,0009	77,926	62,99	2396,1	62,99	2465,9	2528,9	0,2245	8,7814	15
16	0,01818	1,0011	73,333	67,18	2397,4	67,19	2463,6	2530,8	0,2390	8,7582	16
17	0,01938	1,0012	69,044	71,38	2398,8	71,38	2461,2	2532,6	0,2535	8,7351	17
18	0,02064	1,0014	65,038	75,57	2400,2	75,58	2458,8	2534,4	0,2679	8,7123	18
19	0,02198	1,0016	61,293	79,76	2401,6	79,77	2456,5	2536,2	0,2823	8,6897	19
20	0,02339	1,0018	57,791	83,95	2402,9	83,96	2454,1	2538,1	0,2966	8,6672	20
21	0,02487	1,0020	54,514	88,14	2404,3	88,14	2451,8	2539,9	0,3109	8,6450	21
22	0,02645	1,0022	51,447	92,32	2405,7	92,33	2449,4	2541,7	0,3251	8,6229	22
23	0,02810	1,0024	48,574	96,51	2407,0	96,52	2447,0	2543,5	0,3393	8,6011	23
24	0,02985	1,0027	45,883	100,70	2408,4	100,70	2444,7	2545,4	0,3534	8,5794	24
25	0,03169	1,0029	43,360	104,88	2409,8	104,89	2442,3	2547,2	0,3674	8,5580	25
26	0,03363	1,0032	40,994	109,06	2411,1	109,07	2439,9	2549,0	0,3814	8,5367	26
27	0,03567	1,0035	38,774	113,25	2412,5	113,25	2437,6	2550,8	0,3954	8,5156	27
28	0,03782	1,0037	36,690	117,42	2413,9	117,43	2435,2	2552,6	0,4093	8,4946	28
29	0,04008	1,0040	34,733	121,60	2415,2	121,61	2432,8	2554,5	0,4231	8,4739	29
30	0,04246	1,0043	32,894	125,78	2416,6	125,79	2430,5	2556,3	0,4369	8,4533	30
31	0,04496	1,0046	31,165	129,96	2418,0	129,97	2428,1	2558,1	0,4507	8,4329	31
32	0,04759	1,0050	29,540	134,14	2419,3	134,15	2425,7	2559,9	0,4644	8,4127	32
33	0,05034	1,0053	28,011	138,32	2420,7	138,33	2423,4	2561,7	0,4781	8,3927	33
34	0,05324	1,0056	26,571	142,50	2422,0	142,50	2421,0	2563,5	0,4917	8,3728	34
35	0,05628	1,0060	25,216	146,67	2423,4	146,68	2418,6	2565,3	0,5053	8,3531	35
36	0,05947	1,0063	23,940	150,85	2424,7	150,86	2416,2	2567,1	0,5188	8,3336	36
38	0,06632	1,0071	21,602	159,20	2427,4	159,21	2411,5	2570,7	0,5458	8,2950	38
40	0,07384	1,0078	19,523	167,56	2430,1	167,57	2406,7	2574,3	0,5725	8,2570	40
45	0,09593	1,0099	15,258	188,44	2436,8	188,45	2394,8	2583,2	0,6387	8,1648	45

Tabela A-2 **(Continuação)**

Temp °C	Press. bar	Volume Específico m^3/kg		Energia Interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg · K		Temp. °C
		Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	
50	0,1235	1,0121	12,032	209,32	2443,5	209,33	2382,7	2592,1	0,7038	8,0763	50
55	0,1576	1,0146	9,568	230,21	2450,1	230,23	2370,7	2600,9	0,7679	7,9913	55
60	0,1994	1,0172	7,671	251,11	2456,6	251,13	2358,5	2609,6	0,8312	7,9096	60
65	0,2503	1,0199	6,197	272,02	2463,1	272,06	2346,2	2618,3	0,8935	7,8310	65
70	0,3119	1,0228	5,042	292,95	2469,6	292,98	2333,8	2626,8	0,9549	7,7553	70
75	0,3858	1,0259	4,131	313,90	2475,9	313,93	2321,4	2635,3	1,0155	7,6824	75
80	0,4739	1,0291	3,407	334,86	2482,2	334,91	2308,8	2643,7	1,0753	7,6122	80
85	0,5783	1,0325	2,828	355,84	2488,4	355,90	2296,0	2651,9	1,1343	7,5445	85
90	0,7014	1,0360	2,361	376,85	2494,5	376,92	2283,2	2660,1	1,1925	7,4791	90
95	0,8455	1,0397	1,982	397,88	2500,6	397,96	2270,2	2668,1	1,2500	7,4159	95
100	1,014	1,0435	1,673	418,94	2506,5	419,04	2257,0	2676,1	1,3069	7,3549	100
110	1,433	1,0516	1,210	461,14	2518,1	461,30	2230,2	2691,5	1,4185	7,2387	110
120	1,985	1,0603	0,8919	503,50	2529,3	503,71	2202,6	2706,3	1,5276	7,1296	120
130	2,701	1,0697	0,6685	546,02	2539,9	546,31	2174,2	2720,5	1,6344	7,0269	130
140	3,613	1,0797	0,5089	588,74	2550,0	589,13	2144,7	2733,9	1,7391	6,9299	140
150	4,758	1,0905	0,3928	631,68	2559,5	632,20	2114,3	2746,5	1,8418	6,8379	150
160	6,178	1,1020	0,3071	674,86	2568,4	675,55	2082.6	2758,1	1,9427	6,7502	160
170	7,917	1,1143	0,2428	718,33	2576,5	719,21	2049,5	2768,7	2,0419	6,6663	170
180	10,02	1,1274	0,1941	762,09	2583,7	763,22	2015,0	2778,2	2,1396	6,5857	180
190	12,54	1,1414	0,1565	806,19	2590,0	807,62	1978,8	2786,4	2,2359	6,5079	190
200	15,54	1,1565	0,1274	850,65	2595,3	852,45	1940,7	2793,2	2,3309	6,4323	200
210	19,06	1,1726	0,1044	895,53	2599,5	897,76	1900,7	2798,5	2,4248	6,3585	210
220	23,18	1,1900	0,08619	940,87	2602,4	943,62	1858,5	2802,1	2,5178	6,2861	220
230	27,95	1,2088	0,07158	986,74	2603,9	990,12	1813,8	2804,0	2,6099	6,2146	230
240	33,44	1,2291	0,05976	1033,2	2604,0	1037,3	1766,5	2803,8	2,7015	6,1437	240
250	39,73	1,2512	0,05013	1080,4	2602,4	1085,4	1716,2	2801,5	2,7927	6,0730	250
260	46.88	1,2755	0,04221	1128,4	2599,0	1134,4	1662,5	2796,6	2,8838	6,0019	260
270	54,99	1,3023	0,03564	1177,4	2593,7	1184,5	1605,2	2789,7	2,9751	5,9301	270
280	64,12	1,3321	0,03017	1227,5	2586,1	1236,0	1543,6	2779,6	3,0668	5,8571	280
290	74,36	1,3656	0,02557	1278,9	2576,0	1289,1	1477,1	2766,2	3,1594	5,7821	290
300	85,81	1,4036	0,02167	1332,0	2563,0	1344,0	1404,9	2749,0	3,2534	5,7045	300
320	112,7	1,4988	0,01549	1444,6	2525.5	1461.5	1238,6	2700,1	3,4480	5,5362	320
340	145,9	1,6379	0,01080	1570,3	2464,6	1594,2	1027,9	2622,0	3,6594	5,3357	340
360	186,5	1.8925	0,006945	1725,2	2351,5	1760,5	720,5	2481.0	3,9147	5,0526	360
374,14	220,9	3,155	0,003155	2029,6	2029,6	2099,3	0	2099,3	4,4298	4,4298	374,14

Fonte: As Tabelas A-2 até A-5 foram extraídas de J. H. Keenan, F. G. Keyes, P. G. Hill e J. G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, New York, 1969.

H_2O

Tabela A-3 **Propriedades da Água Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**

Conversões da Pressão:
1 bar = 0,1 MPa
= 10^2 kPa

Press. bar	Temp. °C	Volume Específico m^3/kg		Energia Interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg · K		Press. bar
		Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	
0,04	28,96	1,0040	34,800	121,45	2415,2	121,46	2432,9	2554,4	0,4226	8,4746	0,04
0,06	36,16	1,0064	23,739	151,53	2425,0	151,53	2415,9	2567,4	0,5210	8,3304	0,06
0,08	41,51	1,0084	18,103	173,87	2432,2	173,88	2403,1	2577,0	0,5926	8,2287	0,08
0,10	45,81	1,0102	14,674	191,82	2437,9	191,83	2392,8	2584,7	0,6493	8,1502	0,10
0,20	60,06	1,0172	7,649	251,38	2456,7	251,40	2358,3	2609,7	0,8320	7,9085	0,20
0,30	69,10	1,0223	5,229	289,20	2468,4	289,23	2336,1	2625,3	0,9439	7,7686	0,30
0,40	75,87	1,0265	3,993	317.53	2477,0	317,58	2319,2	2636,8	1,0259	7,6700	0,40
0,50	81,33	1,0300	3,240	340,44	2483,9	340,49	2305,4	2645,9	1,0910	7,5939	0,50
0,60	85,94	1,0331	2,732	359,79	2489,6	359,86	2293,6	2653,5	1,1453	7,5320	0,60
0,70	89,95	1,0360	2,365	376,63	2494,5	376,70	2283,3	2660,0	1,1919	7.4797	0,70
0,80	93,50	1,0380	2,087	391,58	2498,8	391,66	2274,1	2665,8	1,2329	7,4346	0,80
0,90	96,71	1,0410	1,869	405,06	2502,6	405,15	2265,7	2670,9	1,2695	7,3949	0,90
1,00	99,63	1,0432	1,694	417,36	2506,1	417,46	2258,0	2675,5	1,3026	7,3594	1,00
1,50	111,4	1,0528	1,159	466,94	2519,7	467,11	2226,5	2693,6	1,4336	7,2233	1,50
2,00	120,2	1,0605	0,8857	504,49	2529,5	504,70	2201,9	2706,7	1,5301	7,1271	2,00
2,50	127,4	1,0672	0,7187	535,10	2537,2	535,37	2181,5	2716,9	1,6072	7,0527	2,50
3,00	133,6	1.0732	0,6058	561,15	2543,6	561,47	2163,8	2725,3	1,6718	6,9919	3,00
3,50	138,9	1,0786	0,5243	583,95	2546,9	584,33	2148,1	2732,4	1,7275	6,9405	3,50
4,00	143,6	1,0836	0,4625	604,31	2553,6	604,74	2133,8	2738,6	1,7766	6,8959	4,00
4,50	147,9	1,0882	0,4140	622,25	2557,6	623,25	2120,7	2743,9	1,8207	6,8565	4,50
5,00	151,9	1,0926	0,3749	639,68	2561,2	640,23	2108,5	2748,7	1,8607	6,8212	5,00
6,00	158,9	1,1006	0,3157	669,90	2567,4	670,56	2086,3	2756,8	1,9312	6,7600	6,00
7,00	165,0	1,1080	0,2729	696,44	2572,5	697,22	2066,3	2763,5	1,9922	6,7080	7,00
8,00	170,4	1,1148	0,2404	720,22	2576,8	721,11	2048,0	2769,1	2,0462	6,6628	8,00
9,00	175,4	1,1212	0,2150	741,83	2580,5	742,83	2031,1	2773,9	2,0946	6,6226	9,00
10,0	179,9	1,1273	0,1944	761,68	2583,6	762,81	2015,3	2778,1	2,1387	6,5863	10,0
15,0	198,3	1,1539	0,1318	843,16	2594,5	844,84	1947,3	2792,2	2,3150	6,4448	15,0
20,0	212,4	1,1767	0,09963	906,44	2600,3	908,79	1890,7	2799,5	2,4474	6,3409	20,0
25,0	224,0	1,1973	0,07998	959,11	2603,1	962,11	1841,0	2803,1	2,5547	6,2575	25,0
30,0	233,9	1.2165	0,06668	1004,8	2604,1	1008,4	1795,7	2804,2	2,6457	6,1869	30,0
35,0	242,6	1,2347	0,05707	1045,4	2603,7	1049,8	1753,7	2803,4	2,7253	6,1253	35,0
40,0	250,4	1,2522	0,04978	1082,3	2602,3	1087,3	1714,1	2801,4	2,7964	6,0701	40,0
45,0	257,5	1,2692	0,04406	1116,2	2600,1	1121,9	1676,4	2798,3	2,8610	6,0199	45,0
50,0	264,0	1,2859	0,03944	1147,8	2597,1	1154,2	1640,1	2794,3	2,9202	5,9734	50,0
60,0	275,6	1,3187	0,03244	1205,4	2589,7	1213,4	1571,0	2784,3	3,0267	5,8892	60,0
70,0	285,9	1,3513	0,02737	1257,6	2580,5	1267,0	1505,1	2772,1	3,1211	5,8133	70,0
80,0	295,1	1,3842	0,02352	1305,6	2569.8	1316,6	1441,3	2758,0	3,2068	5,7432	80,0
90,0	303,4	1,4178	0,02048	1350,5	2557,8	1363,3	1378,9	2742,1	3,2858	5,6772	90,0
100,0	311,1	1,4524	0,01803	1393,0	2544,4	1407,6	1317,1	2724,7	3,3596	5,6141	100,0
110,0	318,2	1,4886	0,01599	1433,7	2529.8	1450,1	1255.5	2705.6	3,4295	5,5527	110,0

H_2O

H_2O

(Continuação)

Press. bar	Temp °C	Volume Específico m³/kg — Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Energia Interna kJ/kg — Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Entalpia kJ/kg — Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Entropia kJ/kg · K — Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Press. bar
120,0	324,8	1,5267	0,01426	1473,0	2513,7	1491,3	1193,6	2684,9	3,4962	5,4924	120,0
130,0	330,9	1,5671	0,01278	1511,1	2496,1	1531,5	1130,7	2662,2	3,5606	5,4323	130,0
140,0	336,8	1,6107	0,01149	1548,6	2476,8	1571,1	1066,5	2637,6	3,6232	5,3717	140,0
150,0	342,2	1,6581	0,01034	1585,6	2455,5	1610,5	1000,0	2610,5	3,6848	5,3098	150,0
160,0	347,4	1,7107	0,009306	1622,7	2431,7	1650,1	930,6	2580,6	3,7461	5,2455	160,0
170,0	352,4	1,7702	0,008364	1660,2	2405,0	1690,3	856,9	2547,2	3,8079	5,1777	170,0
180,0	357,1	1,8397	0,007489	1698,9	2374,3	1732,0	777,1	2509,1	3,8715	5,1044	180,0
190,0	361,5	1,9243	0,006657	1739,9	2338,1	1776,5	688,0	2464,5	3,9388	5,0228	190,0
200,0	365,8	2,036	0,005834	1785,6	2293,0	1826,3	583,4	2409,7	4,0139	4,9269	200,0
220,9	374,1	3,155	0,003155	2029,6	2029,6	2099,3	0	2099,3	4,4298	4,4298	220,9

Propriedades do Vapor d'Água Superaquecido

Conversões da Pressão
1 bar = 0,1 MPa
= 10² kPa

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 0,06 bar = 0,006 MPa (T_{sat} = 36,16°C)				p = 0,35 bar = 0,035 MPa (T_{sat} = 72,69°C)			
Sat.	23,739	2425,0	2567,4	8,3304	4,526	2473,0	2631,4	7,7158
80	27,132	2487,3	2650,1	8,5804	4,625	2483,7	2645,6	7,7564
120	30,219	2544,7	2726,0	8,7840	5,163	2542,4	2723,1	7,9644
160	33,302	2602,7	2802,5	8,9693	5,696	2601,2	2800,6	8,1519
200	36,383	2661,4	2879,7	9,1398	6,228	2660,4	2878,4	8,3237
240	39,462	2721,0	2957,8	9,2982	6,758	2720,3	2956,8	8,4828
280	42,540	2781,5	3036,8	9,4464	7,287	2780,9	3036,0	8,6314
320	45,618	2843,0	3116,7	9,5859	7,815	2842,5	3116,1	8,7712
360	48,696	2905,5	3197,7	9,7180	8,344	2905,1	3197,1	8,9034
400	51,774	2969,0	3279,6	9,8435	8,872	2968,6	3279,2	9,0291
440	54,851	3033,5	3362,6	9,9633	9,400	3033,2	3362,2	9,1490
500	59,467	3132,3	3489,1	10,1336	10,192	3132,1	3488,8	9,3194

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 0,70 bar = 0,07 MPa (T_{sat} = 89,95°C)				p = 1,0 bar = 0,10 MPa (T_{sat} = 99,63°C)			
Sat.	2,365	2494,5	2660,0	7,4797	1,694	2506,1	2675,5	7,3594
100	2,434	2509,7	2680,0	7,5341	1,696	2506,7	2676,2	7,3614
120	2,571	2539,7	2719,6	7,6375	1,793	2537,3	2716,6	7,4668
160	2,841	2599,4	2798,2	7,8279	1,984	2597,8	2796,2	7,6597
200	3,108	2659,1	2876,7	8,0012	2,172	2658,1	2875,3	7,8343
240	3,374	2719,3	2955,5	8,1611	2,359	2718,5	2954,5	7,9949
280	3,640	2780,2	3035,0	8,3162	2,546	2779,6	3034,2	8,1445
320	3,905	2842,0	3115,3	8,4504	2,732	2841,5	3114,6	8,2849
360	4,170	2904,6	3196,5	8,5828	2,917	2904,2	3195,9	8,4175
400	4,434	2968,2	3278,6	8,7086	3,103	2967,9	3278,2	8,5435
440	4,698	3032,9	3361,8	8,8286	3,288	3032,6	3361,4	8,6636
500	5,095	3131,8	3488,5	8,9991	3,565	3131,6	3488,1	8,8342

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 1,5 bar = 0,15 MPa (T_{sat} = 111,37°C)				p = 3,0 bar = 0,30 MPa (T_{sat} = 133,55°C)			
Sat.	1,159	2519,7	2693,6	7,2233	0,606	2543,6	2725,3	6,9919
120	1,188	2533,3	2711,4	7,2693				
160	1,317	2595,2	2792,8	7,4665	0,651	2587,1	2782,3	7,1276
200	1,444	2656,2	2872,9	7,6433	0,716	2650,7	2865,5	7,3115
240	1,570	2717,2	2952,7	7,8052	0,781	2713,1	2947,3	7,4774
280	1,695	2778,6	3032,8	7,9555	0,844	2775,4	3028,6	7,6299
320	1,819	2840,6	3113,5	8,0964	0,907	2838,1	3110,1	7,7722
360	1,943	2903,5	3195,0	8,2293	0,969	2901,4	3192,2	7,9061
400	2,067	2967,3	3277,4	8,3555	1,032	2965,6	3275,0	8,0330
440	2,191	3032,1	3360,7	8,4757	1,094	3030,6	3358,7	8,1538
500	2,376	3131,2	3487,6	8,6466	1,187	3130,0	3486,0	8,3251
600	2,685	3301,7	3704,3	8,9101	1,341	3300,8	3703,2	8,5892

Tabela A 4 **(Continuação)**

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 5,0 bar = 0,50 MPa (T_{sat} = 151,86°C)				p = 7,0 bar = 0,70 MPa (T_{sat} = 164,97°C)			
Sat.	0,3749	2561,2	2748,7	6,8213	0,2729	2572,5	2763,5	6,7080
180	0,4045	2609,7	2812,0	6,9656	0,2847	2599,8	2799,1	6,7880
200	0,4249	2642,9	2855,4	7,0592	0,2999	2634,8	2844,8	6,8865
240	0,4646	2707,6	2939,9	7,2307	0,3292	2701,8	2932,2	7,0641
280	0,5034	2771,2	3022,9	7,3865	0,3574	2766,9	3017,1	7,2233
320	0,5416	2834,7	3105,6	7,5308	0,3852	2831,3	3100,9	7,3697
360	0,5796	2898,7	3188,4	7,6660	0,4126	2895,8	3184,7	7,5063
400	0,6173	2963,2	3271,9	7,7938	0,4397	2960,9	3268,7	7,6350
440	0,6548	3028,6	3356,0	7,9152	0,4667	3026,6	3353,3	7,7571
500	0,7109	3128,4	3483,9	8,0873	0,5070	3126,8	3481,7	7,9299
600	0,8041	3299,6	3701,7	8,3522	0,5738	3298,5	3700,2	8,1956
700	0,8969	3477,5	3925,9	8,5952	0,6403	3476,6	3924,8	8,4391

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 10,0 bar = 1,0 MPa (T_{sat} = 179,91°C)				p = 15,0 bar = 1,5 MPa (T_{sat} = 198,32°C)			
Sat.	0,1944	2583,6	2778,1	6,5865	0,1318	2594,5	2792,2	6,4448
200	0,2060	2621,9	2827,9	6,6940	0,1325	2598,1	2796,8	6,4546
240	0,2275	2692,9	2920,4	6,8817	0,1483	2676,9	2899,3	6,6628
280	0,2480	2760,2	3008,2	7,0465	0,1627	2748,6	2992,7	6,8381
320	0,2678	2826,1	3093,9	7,1962	0,1765	2817,1	3081,9	6,9938
360	0,2873	2891,6	3178,9	7,3349	0,1899	2884,4	3169,2	7,1363
400	0,3066	2957,3	3263,9	7,4651	0,2030	2951,3	3255,8	7,2690
440	0,3257	3023,6	3349,3	7,5883	0,2160	3018,5	3342,5	7,3940
500	0,3541	3124,4	3478,5	7,7622	0,2352	3120,3	3473,1	7,5698
540	0,3729	3192,6	3565,6	7,8720	0,2478	3189,1	3560,9	7,6805
600	0,4011	3296,8	3697,9	8,0290	0,2668	3293,9	3694,0	7,8385
640	0,4198	3367,4	3787,2	8,1290	0,2793	3364,8	3783,8	7,9391

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 20,0 bar = 2,0 MPa (T_{sat} = 212,42°C)				p = 30,0 bar = 3,0 MPa (T_{sat} = 233,90°C)			
Sat.	0,0996	2600,3	2799,5	6,3409	0,0667	2604,1	2804,2	6,1869
240	0,1085	2659,6	2876,5	6,4952	0,0682	2619,7	2824,3	6,2265
280	0,1200	2736,4	2976,4	6,6828	0,0771	2709,9	2941,3	6,4462
320	0,1308	2807,9	3069,5	6,8452	0,0850	2788,4	3043,4	6,6245
360	0,1411	2877,0	3159,3	6,9917	0,0923	2861,7	3138,7	6,7801
400	0,1512	2945,2	3247,6	7,1271	0,0994	2932,8	3230,9	6,9212
440	0,1611	3013,4	3335,5	7,2540	0,1062	3002,9	3321,5	7,0520
500	0,1757	3116,2	3467,6	7,4317	0,1162	3108,0	3456,5	7,2338
540	0,1853	3185,6	3556,1	7,5434	0,1227	3178,4	3546,6	7,3474
600	0,1996	3290,9	3690,1	7,7024	0,1324	3285,0	3682,3	7,5085
640	0,2091	3362,2	3780,4	7,8035	0,1388	3357,0	3773,5	7,6106
700	0,2232	3470,9	3917,4	7,9487	0,1484	3466,5	3911,7	7,7571

Tabela A-4 **(Continuação)**

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 40 bar = 4,0 MPa (T_{sat} = 250,4°C)				p = 60 bar = 6,0 MPa (T_{sat} = 275,64°C)			
Sat.	0,04978	2602,3	2801,4	6,0701	0,03244	2589,7	2784,3	5,8892
280	0,05546	2680,0	2901,8	6,2568	0,03317	2605,2	2804,2	5,9252
320	0,06199	2767,4	3015,4	6,4553	0,03876	2720,0	2952,6	6,1846
360	0,06788	2845,7	3117,2	6,6215	0,04331	2811,2	3071,1	6,3782
400	0,07341	2919,9	3213,6	6,7690	0,04739	2892,9	3177,2	6,5408
440	0,07872	2992,2	3307,1	6,9041	0,05122	2970,0	3277,3	6,6853
500	0,08643	3099,5	3445,3	7,0901	0,05665	3082,2	3422,2	6,8803
540	0,09145	3171,1	3536,9	7,2056	0,06015	3156,1	3517,0	6,9999
600	0,09885	3279,1	3674,4	7,3688	0,06525	3266,9	3658,4	7,1677
640	0,1037	3351,8	3766,6	7,4720	0,06859	3341,0	3752,6	7,2731
700	0,1110	3462,1	3905,9	7,6198	0,07352	3453,1	3894,1	7,4234
740	0,1157	3536,6	3999,6	7,7141	0,07677	3528,3	3989,2	7,5190

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 80 bar = 8,0 MPa (T_{sat} = 295,06°C)				p = 100 bar = 10,0 MPa (T_{sat} = 311,06°C)			
Sat.	0,02352	2569,8	2758,0	5,7432	0,01803	2544,4	2724,7	5,6141
320	0,02682	2662,7	2877,2	5,9489	0,01925	2588,8	2781,3	5,7103
360	0,03089	2772,7	3019,8	6,1819	0,02331	2729,1	2962,1	6,0060
400	0,03432	2863,8	3138,3	6,3634	0,02641	2832,4	3096,5	6,2120
440	0,03742	2946,7	3246,1	6,5190	0,02911	2922,1	3213,2	6,3805
480	0,04034	3025,7	3348,4	6,6586	0,03160	3005,4	3321,4	6,5282
520	0,04313	3102,7	3447,7	6,7871	0,03394	3085,6	3425,1	6,6622
560	0,04582	3178,7	3545,3	6,9072	0,03619	3164,1	3526,0	6,7864
600	0,04845	3254,4	3642,0	7,0206	0,03837	3241,7	3625,3	6,9029
640	0,05102	3330,1	3738,3	7,1283	0,04048	3318,9	3723,7	7,0131
700	0,05481	3443,9	3882,4	7,2812	0,04358	3434,7	3870,5	7,1687
740	0,05729	3520,4	3978,7	7,3782	0,04560	3512,1	3968,1	7,2670

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 120 bar = 12,0 MPa (T_{sat} = 324,75°C)				p = 140 bar = 14,0 MPa (T_{sat} = 336,75°C)			
Sat.	0,01426	2513,7	2684,9	5,4924	0,01149	2476,8	2637,6	5,3717
360	0,01811	2678,4	2895,7	5,8361	0,01422	2617,4	2816,5	5,6602
400	0,02108	2798,3	3051,3	6,0747	0,01722	2760,9	3001,9	5,9448
440	0,02355	2896,1	3178,7	6,2586	0,01954	2868,6	3142,2	6,1474
480	0,02576	2984,4	3293,5	6,4154	0,02157	2962,5	3264,5	6,3143
520	0,02781	3068,0	3401,8	6,5555	0,02343	3049,8	3377,8	6,4610
560	0,02977	3149,0	3506,2	6,6840	0,02517	3133,6	3486,0	6,5941
600	0,03164	3228,7	3608,3	6,8037	0,02683	3215,4	3591,1	6,7172
640	0,03345	3307,5	3709,0	6,9164	0,02843	3296,0	3694,1	6,8326
700	0.03610	3425,2	3858,4	7,0749	0,03075	3415,7	3846,2	6,9939
740	0,03781	3503,7	3957,4	7,1746	0,03225	3495,2	3946,7	7,0952

H_2O

Tabela A-4 **(Continuação)**

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 160 bar = 16,0 MPa (T_{sat} = 347,44°C)				p = 180 bar = 18,0 MPa (T_{sat} = 357,06°C)			
Sat.	0,00931	2431,7	2580,6	5,2455	0,00749	2374,3	2509,1	5,1044
360	0,01105	2539,0	2715,8	5,4614	0,00809	2418,9	2564,5	5,1922
400	0,01426	2719,4	2947,6	5,8175	0,01190	2672,8	2887,0	5,6887
440	0,01652	2839,4	3103,7	6,0429	0,01414	2808,2	3062,8	5,9428
480	0,01842	2939,7	3234,4	6,2215	0,01596	2915,9	3203,2	6,1345
520	0,02013	3031,1	3353,3	6,3752	0,01757	3011,8	3378,0	6,2960
560	0,02172	3117,8	3465,4	6,5132	0,01904	3101,7	3444,4	6,4392
600	0,02323	3201,8	3573,5	6,6399	0,02042	3188,0	3555,6	6,5696
640	0,02467	3284,2	3678,9	6,7580	0,02174	3272,3	3663,6	6,6905
700	0,02674	3406,0	3833,9	6,9224	0,02362	3396,3	3821,5	6,8580
740	0,02808	3486,7	3935,9	7,0251	0,02483	3478,0	3925,0	6,9623

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 200 bar = 20,0 MPa (T_{sat} = 365,81°C)				p = 240 bar = 24,0 MPa			
Sat.	0,00583	2293,0	2409,7	4,9269				
400	0,00994	2619,3	2818,1	5,5540	0,00673	2477,8	2639,4	5,2393
440	0,01222	2774,9	3019,4	5,8450	0,00929	2700,6	2923,4	5,6506
480	0,01399	2891,2	3170,8	6,0518	0,01100	2838,3	3102,3	5,8950
520	0,01551	2992,0	3302,2	6,2218	0,01241	2950,5	3248,5	6,0842
560	0,01689	3085,2	3423,0	6,3705	0,01366	3051,1	3379,0	6,2448
600	0,01818	3174,0	3537,6	6,5048	0,01481	3145,2	3500,7	6,3875
640	0,01940	3260,2	3648,1	6,6286	0,01588	3235,5	3616,7	6,5174
700	0,02113	3386,4	3809,0	6,7993	0,01739	3366,4	3783,8	6,6947
740	0,02224	3469,3	3914,1	6,9052	0,01835	3451,7	3892,1	6,8038
800	0,02385	3592,7	4069,7	7,0544	0,01974	3578,0	4051,6	6,9567

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 280 bar = 28,0 MPa				p = 320 bar = 32,0 MPa			
400	0,00383	2223,5	2330,7	4,7494	0,00236	1980,4	2055,9	4,3239
440	0,00712	2613,2	2812,6	5,4494	0,00544	2509,0	2683,0	5,2327
480	0,00885	2780,8	3028,5	5,7446	0,00722	2718,1	2949,2	5,5968
520	0,01020	2906,8	3192,3	5,9566	0,00853	2860,7	3133,7	5,8357
560	0,01136	3015,7	3333,7	6,1307	0,00963	2979,0	3287,2	6,0246
600	0,01241	3115,6	3463,0	6,2823	0,01061	3085,3	3424,6	6,1858
640	0,01338	3210,3	3584,8	6,4187	0,01150	3184,5	3552,5	6,3290
700	0,01473	3346,1	3758,4	6,6029	0,01273	3325,4	3732,8	6,5203
740	0,01558	3433,9	3870,0	6,7153	0,01350	3415,9	3847,8	6,6361
800	0,01680	3563,1	4033,4	6,8720	0,01460	3548,0	4015,1	6,7966
900	0,01873	3774,3	4298,8	7,1084	0,01633	3762,7	4285,1	7,0372

Tabela A-5 **Propriedades da Água Líquida Comprimida**

Conversões da Pressão:
1 bar = 0,1 MPa
= 10² kPa

T °C	$v \times 10^3$ m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	$v \times 10^3$ m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 25 bar = 2,5 MPa (T_{sat} = 223,99°C)				p = 50 bar = 5,0 MPa (T_{sat} = 263,99°C)			
20	1,0006	83,80	86,30	0,2961	0,9995	83,65	88,65	0,2956
40	1,0067	167,25	169,77	0,5715	1,0056	166,95	171,97	0,5705
80	1,0280	334,29	336,86	1,0737	1,0268	333,72	338,85	1,0720
100	1,0423	418,24	420,85	1,3050	1,0410	417,52	422,72	1,3030
140	1,0784	587,82	590,52	1,7369	1,0768	586,76	592,15	1,7343
180	1,1261	761,16	763,97	2,1375	1,1240	759,63	765,25	2,1341
200	1,1555	849,9	852,8	2,3294	1,1530	848,1	853,9	2,3255
220	1,1898	940,7	943,7	2,5174	1,1866	938,4	944,4	2,5128
Sat.	1,1973	959,1	962,1	2,5546	1,2859	1147,8	1154,2	2,9202

T °C	$v \times 10^3$ m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	$v \times 10^3$ m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 75 bar = 7,5 MPa (T_{sat} = 290,59°C)				p = 100 bar = 10,0 MPa (T_{sat} = 311,06°C)			
20	0,9984	83,50	90,99	0,2950	0,9972	83,36	93,33	0,2945
40	1,0045	166,64	174,18	0,5696	1,0034	166,35	176,38	0,5686
80	1,0256	333,15	340,84	1,0704	1,0245	332,59	342,83	1,0688
100	1,0397	416,81	424,62	1,3011	1,0385	416,12	426,50	1,2992
140	1,0752	585,72	593,78	1,7317	1,0737	584,68	595,42	1,7292
180	1,1219	758,13	766,55	2,1308	1,1199	756,65	767,84	2,1275
220	1,1835	936,2	945,1	2,5083	1,1805	934,1	945,9	2,5039
260	1,2696	1124,4	1134,0	2,8763	1,2645	1121,1	1133,7	2,8699
Sat.	1,3677	1282,0	1292,2	3,1649	1,4524	1393,0	1407,6	3,3596

T °C	$v \times 10^3$ m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	$v \times 10^3$ m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 150 bar = 15,0 MPa (T_{sat} = 342,24°C)				p = 200 bar = 20,0 MPa (T_{sat} = 365,81°C)			
20	0,9950	83,06	97,99	0,2934	0,9928	82,77	102,62	0,2923
40	1,0013	165,76	180,78	0,5666	0,9992	165,17	185,16	0,5646
80	1,0222	331,48	346,81	1,0656	1,0199	330,40	350,80	1,0624
100	1,0361	414,74	430,28	1,2955	1,0337	413,39	434,06	1,2917
140	1,0707	582,66	598,72	1,7242	1,0678	580,69	602,04	1,7193
180	1,1159	753,76	770,50	2,1210	1,1120	750,95	773,20	2,1147
220	1,1748	929,9	947,5	2,4953	1,1693	925,9	949,3	2,4870
260	1,2550	1114,6	1133,4	2,8576	1,2462	1108,6	1133,5	2,8459
300	1,3770	1316,6	1337,3	3,2260	1,3596	1306,1	1333,3	3,2071
Sat.	1,6581	1585,6	1610,5	3,6848	2,036	1785,6	1826,3	4,0139

T °C	$v \times 10^3$ m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	$v \times 10^3$ m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 250 bar = 25 MPa				p = 300 bar = 30,0 MPa			
20	0,9907	82,47	107,24	0,2911	0,9886	82,17	111,84	0,2899
40	0,9971	164,60	189,52	0,5626	0,9951	164,04	193,89	0,5607
100	1,0313	412,08	437,85	1,2881	1,0290	410,78	441,66	1,2844
200	1,1344	834,5	862,8	2,2961	1,1302	831,4	865,3	2,2893
300	1,3442	1296,6	1330,2	3,1900	1,3304	1287,9	1327,8	3,1741

H_2O

Tabela A-5 Propriedades da Água Saturada (Sólido-Vapor): Tabela de Temperatura

Conversões da Pressão: 1 bar = 0,1 MPa = 10^2 kPa

Temp. °C	Pressão kPa	Volume Específico m³/kg — Sólido Sat. $v_i \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Energia Interna kJ/kg — Sólido Sat. u_i	Subl. u_{ig}	Vapor Sat. u_g	Entalpia kJ/kg — Sólido Sat. h_i	Subl. h_{ig}	Vapor Sat. h_g	Entropia kJ/kg · K — Sólido Sat. s_i	Subl. s_{ig}	Vapor Sat. s_g
0.01	0,6113	1,0908	206,1	−333,40	2708,7	2375,3	−333,40	2834,8	2501,4	−1,221	10,378	9,156
0	0,6108	1,0908	206,3	−333,43	2708,8	2375,3	−333,43	2834,8	2501,3	−1,221	10,378	9,157
−2	0,5176	1,0904	241,7	−337,62	2710,2	2372,6	−337,62	2835,3	2497,7	−1,237	10,456	9,219
−4	0,4375	1,0901	283,8	−341,78	2711,6	2369,8	−341,78	2835,7	2494,0	−1,253	10,536	9,283
−6	0,3689	1,0898	334,2	−345,91	2712,9	2367,0	−345,91	2836,2	2490,3	−1,268	10,616	9,348
−8	0,3102	1,0894	394,4	−350,02	2714,2	2364,2	−350,02	2836,6	2486,6	−1,284	10,698	9,414
−10	0,2602	1,0891	466,7	−354,09	2715,5	2361,4	−354,09	2837,0	2482,9	−1,299	10,781	9,481
−12	0.2176	1,0888	553,7	−358,14	2716,8	2358,7	−358,14	2837,3	2479,2	−1,315	10,865	9,550
−14	0,1815	1,0884	658,8	−362,15	2718,0	2355,9	−362,15	2837,6	2475,5	−1,331	10,950	9,619
−16	0,1510	1,0881	786,0	−366,14	2719,2	2353,1	−366,14	2837,9	2471,8	−1,346	11,036	9,690
−18	0,1252	1,0878	940,5	−370,10	2720,4	2350,3	−370,10	2838,2	2468,1	−1,362	11,123	9,762
−20	0,1035	1,0874	1128,6	−374,03	2721,6	2347,5	−374,03	2838,4	2464,3	−1,377	11,212	9,835
−22	0,0853	1,0871	1358,4	−377,93	2722,7	2344,7	−377,93	2838,6	2460,6	−1,393	11,302	9,909
−24	0,0701	1,0868	1640,1	−381,80	2723,7	2342,0	−381,80	2838,7	2456,9	−1,408	11,394	9,985
−26	0,0574	1,0864	1986,4	−385,64	2724,8	2339,2	−385,64	2838,9	2453,2	−1,424	11,486	10,062
−28	0,0469	1,0861	2413,7	−389,45	2725,8	2336,4	−389,45	2839,0	2449,5	−1,439	11,580	10,141
−30	0,0381	1,0858	2943,0	−393,23	2726,8	2333,6	−393,23	2839,0	2445,8	−1,455	11,676	10,221
−32	0,0309	1,0854	3600,0	−396,98	2727,8	2330,8	−396,98	2839,1	2442,1	−1,471	11,773	10,303
−34	0,0250	1,0851	4419,0	−400,71	2728,7	2328,0	−400,71	2839,1	2438,4	−1,486	11,872	10,386
−36	0,0201	1,0848	5444,0	−404,40	2729,6	2325,2	−404,40	2839,1	2434,7	−1,501	11,972	10,470
−38	0,0161	1,0844	6731,0	−408,06	2730,5	2322,4	−408,06	2839,0	2430,9	−1,517	12,073	10,556
−40	0,0129	1,0841	8354,0	−411,70	2731,3	2319,6	−411,70	2838,9	2427,2	−1,532	12,176	10,644

Fonte J. H. Keenan, F. G. Keyes, P. G. Hill e J. G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, New York, 1978.

Tabela A-7 Propriedades do Refrigerante 22 Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura

Conversões da Pressão: 1 bar = 0,1 MPa = 10^2 kPa

Temp. °C	Press. bar	Volume Específico m³/kg — Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Energia Interna kJ/kg — Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Entalpia kJ/kg — Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Entropia kJ/kg · K — Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Temp. °C
−60	0,3749	0,6833	0,5370	−21,57	203,67	−21,55	245,35	223,81	−0,0964	1,0547	−60
−50	0,6451	0,6966	0,3239	−10,89	207,70	−10,85	239,44	228,60	−0,0474	1,0256	−50
−45	0,8290	0,7037	0,2564	−5,50	209,70	−5,44	236,39	230,95	−0,0235	1,0126	−45
−40	1,0522	0,7109	0,2052	−0,07	211,68	0,00	233,27	233,27	0,0000	1,0005	−40
−36	1,2627	0,7169	0,1730	4,29	213,25	4,38	230,71	235,09	0,0186	0.9914	−36
−32	1,5049	0,7231	0,1468	8,68	214,80	8,79	228,10	236,89	0,0369	0,9828	−32
−30	1,6389	0,7262	0,1355	10,88	215,58	11,00	226,77	237,78	0,0460	0,9787	−30
−28	1,7819	0,7294	0,1252	13,09	216,34	13,22	225,43	238,66	0,0551	0,9746	−28
−26	1,9345	0,7327	0,1159	15,31	217,11	15,45	224,08	239,53	0,0641	0,9707	−26
−22	2,2698	0,7393	0,0997	19,76	218,62	19,92	221,32	241,24	0,0819	0,9631	−22
−20	2,4534	0,7427	0,0926	21,99	219,37	22,17	219,91	242,09	0,0908	0,9595	−20
−18	2,6482	0,7462	0,0861	24,23	220,11	24,43	218,49	242,92	0,0996	0,9559	−18
−16	2,8547	0,7497	0,0802	26,48	220,85	26,69	217,05	243,74	0,1084	0,9525	−16
−14	3,0733	0,7533	0,0748	28,73	221,58	28,97	215,59	244,56	0,1171	0,9490	−14
−12	3,3044	0,7569	0,0698	31,00	222,30	31,25	214,11	245,36	0,1258	0,9457	−12
−10	3,5485	0,7606	0,0652	33,27	223,02	33,54	212,62	246,15	0,1345	0,9424	−10
−8	3,8062	0,7644	0,0610	35,54	223,73	35,83	211,10	246,93	0,1431	0,9392	−8
−6	4,0777	0,7683	0,0571	37,83	224,43	38,14	209,56	247,70	0,1517	0,9361	−6
−4	4,3638	0,7722	0,0535	40,12	225,13	40,46	208,00	248,45	0,1602	0,9330	−4
−2	4,6647	0,7762	0,0501	42,42	225,82	42,78	206,41	249,20	0,1688	0,9300	−2
0	4,9811	0,7803	0,0470	44,73	226,50	45,12	204,81	249,92	0,1773	0,9271	0
2	5,3133	0,7844	0,0442	47,04	227,17	47,46	203,18	250,64	0,1857	0,9241	2
4	5,6619	0,7887	0,0415	49,37	227,83	49,82	201,52	251,34	0,1941	0,9213	4
6	6,0275	0,7930	0,0391	51,71	228,48	52,18	199,84	252,03	0,2025	0,9184	6
8	6,4105	0,7974	0,0368	54,05	229,13	54,56	198,14	252,70	0,2109	0,9157	8
10	6,8113	0,8020	0,0346	56,40	229,76	56,95	196,40	253,35	0,2193	0,9129	10
12	7,2307	0,8066	0,0326	58,77	230,38	59,35	194,64	253,99	0,2276	0,9102	12
16	8,1268	0,8162	0,0291	63,53	231,59	64,19	191,02	255,21	0,2442	0,9048	16
20	9,1030	0,8263	0,0259	68,33	232,76	69,09	187,28	256,37	0,2607	0,8996	20
24	10,164	0,8369	0,0232	73,19	233,87	74,04	183,40	257,44	0,2772	0,8944	24
28	11,313	0,8480	0,0208	78,09	234,92	79,05	179,37	258,43	0,2936	0,8893	28
32	12,556	0,8599	0,0186	83,06	235,91	84,14	175,18	259,32	0,3101	0,8842	32
36	13,897	0,8724	0,0168	88,08	236,83	89,29	170,82	260,11	0,3265	0,8790	36
40	15,341	0,8858	0,0151	93,18	237,66	94,53	166,25	260,79	0,3429	0,8738	40
45	17,298	0,9039	0,0132	99,65	238,59	101,21	160,24	261,46	0,3635	0,8672	45
50	19,433	0,9238	0,0116	106,26	239,34	108,06	153,84	261,90	0,3842	0,8603	50
60	24,281	0,9705	0,0089	120,00	240,24	122,35	139,61	261,96	0,4264	0,8455	60

Fonte: As Tabelas A 7 a A-9 são calculadas com base nas equações de A. Kamei e S. W. Beyerlein, "A Fundamental Equation for Chlorodifluoromethane (R-22)", *Fluid Phase Equilibria*, Vol 80, No 11, 1992, p 71-86

R-22

Propriedades do Refrigerante 22 Saturado (Líquido-Vapor) Tabela de Pressão

Conversões da Pressão:
1 bar = 0,1 MPa
= 10^2 kPa

Press. bar	Temp. °C	Volume Específico m³/kg — Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Energia Interna kJ/kg — Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Entalpia kJ/kg — Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Entropia kJ/kg · K — Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Press. bar
0,40	−58,86	0,6847	0.5056	−20,36	204,13	−20,34	244,69	224,36	−0,0907	1,0512	0,40
0,50	−54,83	0,6901	0,4107	−16,07	205,76	−16,03	242,33	226,30	−0,0709	1,0391	0,50
0,60	−51,40	0,6947	0.3466	−12,39	207,14	−12,35	240,28	227,93	−0,0542	1,0294	0,60
0,70	−48,40	0,6989	0.3002	−9,17	208,34	−9,12	238,47	229,35	−0,0397	1,0213	0,70
0,80	−45,73	0,7026	0,2650	−6,28	209,41	−6,23	236,84	230,61	−0,0270	1,0144	0,80
0,90	−43,30	0,7061	0,2374	−3,66	210,37	−3,60	235,34	231,74	−0,0155	1,0084	0,90
1,00	−41,09	0.7093	0,2152	−1,26	211,25	−1,19	233,95	232.77	−0,0051	1,0031	1,00
1,25	−36,23	0,7166	0,1746	4,04	213,16	4,13	230,86	234,99	0,0175	0,9919	1,25
1.50	−32,08	0,7230	0,1472	8,60	214,77	8,70	228,15	236,86	0,0366	0 9830	1,50
1,75	−28,44	0,7287	0,1274	12,61	216,18	12,74	225,73	238,47	0,0531	0,9755	1,75
2,00	−25,18	0,7340	0.1123	16,22	217,42	16,37	223,52	239,88	0,0678	0,9691	2,00
2,25	−22,22	0,7389	0,1005	19,51	218,53	19,67	221,47	241,15	0,0809	0,9636	2,25
2,50	−19,51	0,7436	0,0910	22,54	219,55	22,72	219,57	242,29	0,0930	0,9586	2,50
2,75	−17,00	0,7479	0,0831	25,36	220,48	25,56	217,77	243,33	0,1040	0,9542	2,75
3,00	−14,66	0,7521	0,0765	27,99	221,34	28.22	216,07	244,29	0,1143	0,9502	3,00
3,25	−12,46	0,7561	0,0709	30,47	222,13	30,72	214,46	245,18	0,1238	0,9465	3,25
3,50	−10,39	0,7599	0,0661	32,82	222,88	33,09	212,91	246,00	0,1328	0,9431	3,50
3,75	−8,43	0,7636	0,0618	35,06	223,58	35,34	211,42	246,77	0,1413	0,9399	3,75
4,00	−6.56	0,7672	0,0581	37,18	224,24	37,49	209.99	247.48	0,1493	0,9370	4.00
4,25	−4.78	0,7706	0,0548	39,22	224.86	39,55	208.61	248,16	0,1569	0,9342	4,25
4,50	−3,08	0,7740	0,0519	41,17	225,45	41,52	207,27	248,80	0,1642	0,9316	4,50
4,75	−1,45	0,7773	0,0492	43,05	226,00	43,42	205,98	249,40	0,1711	0,9292	4,75
5,00	0,12	0,7805	0,0469	44,86	226,54	45,25	204,71	249,97	0,1777	0,9269	5.00
5,25	1,63	0,7836	0,0447	46,61	227,04	47,02	203,48	250,51	0,1841	0,9247	5,25
5,50	3.08	0,7867	0,0427	48,30	227,53	48,74	202,28	251,02	0,1903	0,9226	5,50
5,75	4,49	0,7897	0,0409	49,94	227,99	50,40	201,11	251,51	0,1962	0,9206	5,75
6,00	5,85	0.7927	0,0392	51,53	228,44	52.01	199,97	251,98	0.2019	0,9186	6,00
7,00	10,91	0,8041	0,0337	57,48	230,04	58,04	195,60	253,64	0,2231	0,9117	7 00
8,00	15,45	0,8149	0,0295	62,88	231,43	63,53	191.52	255,05	0,2419	0,9056	8,00
9.00	19,59	0,8252	0.0262	67,84	232,64	68,59	187,67	256.25	0,2591	0,9001	9,00
10,00	23,40	0,8352	0,0236	72,46	233,71	73,30	183,99	257,28	0,2748	0.8952	10,00
12,00	30,25	0,8546	0.0195	80,87	235,48	81,90	177,04	258.94	0,3029	0.8864	12,00
14,00	36,29	0,8734	0,0166	88,45	236,89	89,68	170,49	260.16	0,3277	0,8786	14,00
16,00	41,73	0,8919	0,0144	95,41	238,00	96,83	164.21	261,04	0,3500	0,8715	16,00
18,00	46,69	0,9104	0,0127	101,87	238,86	103,51	158,13	261,64	0,3705	0,8649	18,00
20,00	51,26	0,9291	0,0112	107.95	239,51	109,81	152,17	261.98	0,3895	0,8586	20,00
24,00	59,46	0,9677	0,0091	119,24	240,22	121,56	140,43	261,99	0,4241	0,8463	24,00

Propriedades do Vapor de Refrigerante 22 Superaquecido

Conversões da Pressão:
1 bar = 0,1 MPa
= 10^2 kPa

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 0,4 bar = 0,04 MPa (T_{sat} = −58,86°C)				p = 0,6 bar = 0,06 MPa (T_{sat} = −51,40°C)			
Sat.	0,50559	204,13	224,36	1,0512	0,34656	207,14	227,93	1,0294
55	0,51532	205.92	226,53	1,0612				
−50	0,52787	208,26	229.38	1,0741	0,34895	207,80	228.74	1,0330
−45	0.54037	210,63	232,24	1,0868	0,35747	210,20	231,65	1,0459
40	0,55284	213,02	235.13	1,0993	0,36594	212,62	234,58	1,0586
35	0,56526	215,43	238,05	1,1117	0,37437	215,06	237,52	1,0711
−30	0,57766	217,88	240,99	1,1239	0,38277	217,53	240,49	1,0835
25	0.59002	220,35	243,95	1,1360	0,39114	220,02	243,49	1,0956
20	0,60236	222,85	246.95	1,1479	0.39948	222.54	246,51	1,1077
15	0,61468	225,38	249,97	1,1597	0,40779	225,08	249,55	1.1196
10	0,62697	227,93	253,01	1,1714	0,41608	227.65	252,62	1,1314
5	0.63925	230,52	256,09	1.1830	0.42436	230,25	255,71	1,1430
0	0.65151	233,13	259,19	1,1944	0,43261	232,88	258,83	1,1545

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 0,8 bar = 0.08 MPa (T_{sat} = −45,73°C)				p = 1,0 bar = 0,10 MPa (T_{sat} = −41,09°C)			
Sat.	0,26503	209,41	230,61	1,0144	0,21518	211,25	232,77	1,0031
−45	0,26597	209,76	231,04	1,0163				
−40	0.27245	212,21	234,01	1,0292	0,21633	211,79	233,42	1,0059
−35	0,27890	214.68	236,99	1,0418	0.22158	214,29	236.44	1,0187
−30	0.28530	217,17	239,99	1,0543	0,22679	216,80	239,48	1,0313
−25	0,29167	219,68	243.02	1,0666	0,23197	219,34	242,54	1,0438
−20	0,29801	222,22	246,06	1,0788	0,23712	221,90	245,61	1,0560
−15	0,30433	224,78	249,13	1.0908	0,24224	224,48	248,70	1,0681
−10	0,31062	227,37	252,22	1,1026	0,24734	227,08	251,82	1,0801
−5	0.31690	229,98	255,34	1,1143	0,25241	229,71	254,95	1,0919
0	0,32315	232.62	258,47	1,1259	0.25747	232.36	258,11	1,1035
5	0,32939	235,29	261,64	1,1374	0,26251	235,04	261,29	1,1151
10	0,33561	237.98	264.83	1,1488	0,26753	237,74	264,50	1,1265

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 1,5 bar = 0.15 MPa (T_{sat} = −32,08°C)				p = 2,0 bar = 0.20 MPa (T_{sat} = −25.18°C)			
Sat.	0,14721	214,77	236,86	0,9830	0,11232	217.42	239,88	0.9691
−30	0,14872	215,85	238,16	0,9883				
25	0,15232	218,45	241,30	1,0011	0,11242	217,51	240.00	0,9696
20	0,15588	221,07	244,45	1,0137	0.11520	220,19	243,23	0,9825
−15	0,15941	223,70	247.61	1,0260	0.11795	222,88	246.47	0,9952
10	0.16292	226,35	250,78	1,0382	0,12067	225.58	249,72	1,0076
−5	0.16640	229,02	253,98	1,0502	0,12336	228,30	252,97	1,0199
0	0,16987	231,70	257,18	1,0621	0,12603	231,03	256,23	1,0310
5	0.17331	234,42	260,41	1,0738	0,12868	233,78	259,51	1,0438
10	0,17674	237,15	263,66	1.0854	0,13132	236,54	262.81	1,0555
15	0 18015	239 91	266,93	1,0968	0,13393	239,33	266,12	1,0671
20	0,18355	242,69	270,22	1,1081	0,13653	242,14	269,44	1,0786
25	0,18693	245,49	273,53	1,1193	0 13912	244,97	272,79	1,0899

R-22

Tabela A-9 **(Continuação)**

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 2,5 bar = 0,25 MPa (T_{sat} = −19,51°C)				p = 3,0 bar = 0,30 MPa (T_{sat} = −14,66°C)			
Sat.	0,09097	219,55	242,29	0,9586	0,07651	221,34	244,29	0,9502
−15	0,09303	222,03	245,29	0,9703				
−10	0,09528	224,79	248,61	0,9831	0,07833	223,96	247,46	0,9623
−5	0,09751	227,55	251,93	0,9956	0,08025	226,78	250,86	0,9751
0	0,09971	230,33	255,26	1,0078	0,08214	229,61	254,25	0,9876
5	0,10189	233,12	258,59	1,0199	0,08400	232,44	257,64	0,9999
10	0,10405	235,92	261,93	1,0318	0,08585	235,28	261,04	1,0120
15	0,10619	238,74	265,29	1,0436	0,08767	238,14	264,44	1,0239
20	0,10831	241,58	268,66	1,0552	0,08949	241,01	267,85	1,0357
25	0,11043	244,44	272,04	1,0666	0,09128	243,89	271,28	1,0472
30	0,11253	247,31	275,44	1,0779	0,09307	246,80	274,72	1,0587
35	0,11461	250,21	278,86	1,0891	0,09484	249,72	278,17	1,0700
40	0,11669	253,13	282,30	1,1002	0,09660	252,66	281,64	1,0811
	p = 3,5 bar = 0,35 MPa (T_{sat} = −10,39°C)				p = 4,0 bar = 0,40 MPa (T_{sat} = −6,56°C)			
Sat.	0,06605	222,88	246,00	0,9431	0,05812	224,24	247,48	0,9370
−10	0,06619	223,10	246,27	0,9441				
−5	0,06789	225,99	249,75	0,9572	0,05860	225,16	248,60	0,9411
0	0,06956	228,86	253,21	0,9700	0,06011	228,09	252,14	0,9542
5	0,07121	231,74	256,67	0,9825	0,06160	231,02	225,66	0,9670
10	0,07284	234,63	260,12	0,9948	0,06306	233,95	259,18	0,9795
15	0,07444	237,52	263,57	1,0069	0,06450	236,89	262,69	0,9918
20	0,07603	240,42	267,03	1,0188	0,06592	239,83	266,19	1,0039
25	0,07760	243,34	270,50	1,0305	0,06733	242,77	269,71	1,0158
30	0,07916	246,27	273,97	1,0421	0,06872	245,73	273,22	1,0274
35	0,08070	249,22	227,46	1,0535	0,07010	248,71	276,75	1,0390
40	0,08224	252,18	280,97	1,0648	0,07146	251,70	280,28	1,0504
45	0,08376	255,17	284,48	1,0759	0,07282	254,70	283,83	1,0616
	p = 4,5 bar = 0,45 MPa (T_{sat} = −3,08°C)				p = 5,0 bar = 0,50 MPa (T_{sat} = 0,12°C)			
Sat.	0,05189	225,45	248,80	0,9316	0,04686	226,54	249,97	0,9269
0	0,05275	227,29	251,03	0,9399				
5	0,05411	230,28	254,63	0,9529	0,04810	229,52	253,57	0,9399
10	0,05545	233,26	258,21	0,9657	0,04934	232,55	257,22	0,9530
15	0,05676	236,24	261,78	0,9782	0,05056	235,57	260,85	0,9657
20	0,05805	239,22	265,34	0,9904	0,05175	238,59	264,47	0,9781
25	0,05933	242,20	268,90	1,0025	0,05293	241,61	268,07	0,9903
30	0,06059	245,19	272,46	1,0143	0,05409	244,63	271,68	1,0023
35	0,06184	248,19	276,02	1,0259	0,05523	247,66	275,28	1,0141
40	0,06308	251,20	279,59	1,0374	0,05636	250,70	278,89	1,0257
45	0,06430	254,23	283,17	1,0488	0,05748	253,76	282,50	1,0371
50	0,06552	257,28	286,76	1,0600	0,05859	256,82	286,12	1,0484
55	0,06672	260,34	290,36	1,0710	0,05969	259,90	289,75	1,0595

Tabela A-9 **(Continuação)**

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg K
	p = 5,5 bar = 0,55 MPa (T_{sat} = 3,08°C)				p = 6,0 bar = 0,60 MPa (T_{sat} = 5,85°C)			
Sat.	0,04271	227,53	251,02	0,9226	0,03923	228,44	251,98	0,9186
5	0,04317	228,72	252,46	0,9278				
10	0,04433	231,81	256,20	0,9411	0,04015	231,05	255,14	0,9299
15	0,04547	234,89	259,90	0,9540	0,04122	234,18	258,91	0,9431
20	0,04658	237,95	263,57	0,9667	0,04227	237,29	262,65	0,9560
25	0,04768	241,01	267,23	0,9790	0,04330	240,39	266,37	0,9685
30	0,04875	244,07	270,88	0,9912	0,04431	243,49	270,07	0,9808
35	0,04982	247,13	274,53	1,0031	0,04530	246,58	273,76	0,9929
40	0,05086	250,20	278,17	1,0148	0,04628	249,68	277,45	1,0048
45	0,05190	253,27	281,82	1,0264	0,04724	252,78	281,13	1,0164
50	0,05293	256,36	285,47	1,0378	0,04820	255,90	284,82	1,0279
55	0,05394	259,46	289,13	1,0490	0,04914	259,02	288,51	1,0393
60	0,05495	262,58	292,80	1,0601	0,05008	262,15	292,20	1,0504
	p = 7,0 bar = 0,70 MPa (T_{sat} = 10,91°C)				p = 8,0 bar = 0,80 MPa (T_{sat} = 15,45°C)			
Sat.	0,03371	230,04	253,64	0,9117	0,02953	231,43	255,05	0,9056
15	0,03451	232,70	256,86	0,9229				
20	0,03547	235,92	260,75	0,9363	0,03033	234,47	258,74	0,9182
25	0,03639	239,12	264,59	0,9493	0,03118	237,76	262,70	0,9315
30	0,03730	242,29	268,40	0,9619	0,03202	241,04	266,66	0,9448
35	0,03819	245,46	272,19	0,9743	0,03283	244,28	270,54	0,9574
40	0,03906	248,62	275,96	0,9865	0,03363	247,52	274,42	0,9700
45	0,03992	251,78	279,72	0,9984	0,03440	250,74	278,26	0,9821
50	0,04076	254,94	283,48	1,0101	0,03517	253,96	282,10	0,9941
55	0,04160	258,11	287,23	1,0216	0,03592	257,18	285,92	1,0058
60	0,04242	261,29	290,99	1,0330	0,03667	260,40	289,74	1,0174
65	0,04324	264,48	294,75	1,0442	0,03741	263,64	293,56	1,0287
70	0,04405	267,68	298,51	1,0552	0,03814	266,87	297,38	1,0400
	p = 9,0 bar = 0,90 MPa (T_{sat} = 19,59°C)				p = 10,0 bar = 1,00 MPa (T_{sat} = 23,40°C)			
Sat.	0,02623	232,64	256,25	0,9001	0,02358	233,71	257,28	0,8952
20	0,02630	232,92	256,59	0,9013				
30	0,02789	239,73	264,83	0,9289	0,02457	238,34	262,91	0,9139
40	0,02939	246,37	272,82	0,9549	0,02598	245,18	271,17	0,9407
50	0,03082	252,95	280,68	0,9795	0,02732	251,90	279,22	0,9660
60	0,03219	259,49	288,46	1,0033	0,02860	258,56	287,15	0,9902
70	0,03353	266,04	296,21	1,0262	0,02984	265,19	295,03	1,0135
80	0,03483	272,62	303,96	1,0484	0,03104	271,84	302,88	1,0361
90	0,03611	279,23	311,73	1,0701	0,03221	278,52	310,74	1,0580
100	0,03736	285,90	319,53	1,0913	0,03337	285,24	318,61	1,0794
110	0,03860	292,63	327,37	1,1120	0,03450	292,02	326,52	1,1003
120	0,03982	299,42	335,26	1,1323	0,03562	298,85	334,46	1,1207
130	0,04103	306,28	343,21	1,1523	0,03672	305,74	342,46	1,1408
140	0,04223	313,21	351,22	1,1719	0,03781	312,70	350,51	1,1605
150	0,04342	320,21	359,29	1,1912	0,03889	319,74	358,63	1,1790

R-22

Tabela A-9 (Continuação)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 12,0 bar = 1,20 MPa (T_{sat} = 30,25°C)				p = 14,0 bar = 1,40 MPa (T_{sat} = 36,29°C)			
Sat.	0,01955	235,48	258,94	0,8864	0,01662	236,89	260,16	0,8786
40	0,02083	242,63	267,62	0,9146	0,01708	239,78	263,70	0,8900
50	0,02204	249,69	276,14	0,9413	0,01823	247,29	272,81	0,9186
60	0,02319	256,60	284,43	0,9666	0,01929	254,52	281,53	0,9452
70	0,02428	263,44	292,58	0,9907	0,02029	261,60	290,01	0,9703
80	0,02534	270,25	300,66	1,0139	0,02125	268,60	298,34	0,9942
90	0,02636	277,07	308,70	1,0363	0,02217	275,56	306,60	1,0172
100	0,02736	283,90	316,73	1,0582	0,02306	282,52	314,80	1,0395
110	0,02834	290,77	324,78	1,0794	0,02393	289,49	323,00	1,0612
120	0,02930	297,69	332,85	1,1002	0,02478	296,50	331,19	1,0823
130	0,03024	304,65	340,95	1,1205	0,02562	303,55	339,41	1,1029
140	0,03118	311,68	349,09	1,1405	0,02644	310,64	347,65	1,1231
150	0,03210	318,77	357,29	1,1601	0,02725	317,79	355,94	1,1429
160	0,03301	325,92	365,54	1.1793	0,02805	324,99	364,26	1,1624
170	0,03392	333,14	373,84	1,1983	0,02884	332,26	372,64	1.1815
	p = 16,0 bar = 1,60 MPa (T_{sat} = 41,73°C)				p = 18,0 bar = 1,80 MPa (T_{sat} = 46,69°C)			
Sat.	0,01440	238,00	261,04	0,8715	0,01265	238,86	261,64	0,8649
50	0,01533	244,66	269,18	0,8971	0,01301	241,72	265,14	0,8758
60	0,01634	252,29	278,43	0,9252	0,01401	249,86	275,09	0,9061
70	0,01728	259,65	287,30	0,9515	0,01492	257,57	284,43	0.9337
80	0,01817	266,86	295,93	0,9762	0,01576	265,04	293,40	0,9595
90	0,01901	274,00	304,42	0,9999	0,01655	272,37	302,16	0,9839
100	0,01983	281,09	312,82	1,0228	0,01731	279,62	310,77	1,0073
110	0,02062	288,18	321,17	1,0448	0,01804	286,83	319,30	1,0299
120	0,02139	295,28	329,51	1,0663	0,01874	294,04	327,78	1,0517
130	0,02214	302,41	337,84	1,0872	0,01943	301,26	336,24	1,0730
140	0,02288	309,58	346,19	1,1077	0,02011	308,50	344,70	1,0937
150	0,02361	316,79	354,56	1,1277	0,02077	315,78	353,17	1,1139
160	0,02432	324,05	362,97	1,1473	0,02142	323,10	361,66	1,1338
170	0,02503	331,37	371,42	1,1666	0,02207	330,47	370,19	1,1532
	p = 20,0 bar = 2,00 MPa (T_{sat} = 51,26°C)				p = 24,0 bar = 2,4 MPa (T_{sat} = 59,46°C)			
Sat.	0,01124	239,51	261,98	0,8586	0,00907	240,22	261,99	0,8463
60	0,01212	247,20	271,43	0,8873	0,00913	240.78	262,68	0,8484
70	0,01300	255,35	281,36	0,9167	0,01006	250,30	274,43	0,8831
80	0,01381	263,12	290,74	0,9436	0,01085	258,89	284,93	0,9133
90	0,01457	270,67	299,80	0,9689	0,01156	267,01	294,75	0,9407
100	0,01528	278,09	308,65	0,9929	0,01222	274,85	304,18	0,9663
110	0,01596	285,44	317,37	1,0160	0,01284	282,53	313,35	0,9906
120	0,01663	292,76	326,01	1,0383	0,01343	290,11	322.35	1.0137
130	0,01727	300,08	334,61	1,0598	0,01400	297,64	331,25	1,0361
140	0,01789	307,40	343,19	1,0808	0,01456	305,14	340,08	1,0577
150	0,01850	314,75	351,76	1,1013	0,01509	312,64	348,87	1,0787
160	0,01910	322,14	360,34	1,1214	0,01562	320,16	357,64	1,0992
170	0,01969	329,56	368,95	1,1410	0,01613	327,70	366,41	1,1192
180	0,02027	337,03	377,58	1.1603	0,01663	335,27	375,20	1,1388

Tabela A-10 Propriedades do Refrigerante 134a Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura

Conversões da Pressão: 1 bar = 0,1 MPa = 10² kPa

		Volume Específico m³/kg		Energia Interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg · K		
Temp °C	Press bar	Líquido Sat $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Temp. °C
−40	0,5164	0,7055	0,3569	−0.04	204,45	0,00	222,88	222,88	0,0000	0,9560	−40
−36	0,6332	0,7113	0,2947	4,68	206,73	4,73	220,67	225,40	0,0201	0,9506	−36
−32	0.7704	0,7172	0,2451	9,47	209,01	9,52	218,37	227,90	0,0401	0,9456	−32
−28	0,9305	0,7233	0,2052	14,31	211,29	14,37	216,01	230,38	0,0600	0,9411	−28
−26	1,0199	0,7265	0,1882	16,75	212,43	16,82	214,80	231,62	0,0699	0,9390	−26
−24	1,1160	0,7296	0,1728	19,21	213,57	19,29	213,57	232,85	0,0798	0,9370	−24
−22	1,2192	0,7328	0,1590	21,68	214,70	21,77	212,32	234,08	0,0897	0,9351	−22
−20	1,3299	0,7361	0,1464	24,17	215,84	24,26	211,05	235,31	0,0996	0,9332	−20
−18	1,4483	0,7395	0,1350	26,67	216,97	26,77	209,76	236,53	0,1094	0,9315	−18
−16	1,5748	0,7428	0,1247	29,18	218,10	29,30	208,45	237,74	0,1192	0,9298	−16
−12	1,8540	0,7498	0,1068	34,25	220,36	34,39	205,77	240,15	0,1388	0,9267	−12
−8	2,1704	0,7569	0,0919	39,38	222,60	39,54	203,00	242,54	0,1583	0,9239	−8
−4	2,5274	0,7644	0,0794	44,56	224,84	44,75	200,15	244,90	0,1777	0,9213	−4
0	2,9282	0,7721	0,0689	49,79	227,06	50,02	197,21	247,23	0,1970	0,9190	0
4	3,3765	0,7801	0,0600	55,08	229.27	55,35	194,19	249,53	0,2162	0,9169	4
8	3,8756	0,7884	0,0525	60,43	231,46	60,73	191,07	251,80	0,2354	0,9150	8
12	4,4294	0,7971	0,0460	65,83	233,63	66,18	187,85	254,03	0,2545	0,9132	12
16	5,0416	0.8062	0,0405	71,29	235,78	71,69	184,52	256,22	0,2735	0,9116	16
20	5,7160	0,8157	0,0358	76,80	237,91	77,26	181,09	258,36	0,2924	0,9102	20
24	6,4566	0,8257	0,0317	82,37	240,01	82,90	177,55	260,45	0,3113	0,9089	24
26	6,8530	0,8309	0,0298	85,18	241,05	85,75	175,73	261,48	0,3208	0,9082	26
28	7,2675	0,8362	0,0281	88,00	242,08	88,61	173,89	262,50	0,3302	0,9076	28
30	7,7006	0,8417	0,0265	90,84	243,10	91,49	172,00	263,50	0,3396	0.9070	30
32	8,1528	0,8473	0,0250	93,70	244,12	94,39	170,09	264,48	0,3490	0,9064	32
34	8,6247	0,8530	0,0236	96,58	245,12	97,31	168,14	265,45	0,3584	0,9058	34
36	9,1168	0,8590	0,0223	99,47	246,11	100,25	166,15	266,40	0,3678	0,9053	36
38	9,6298	0,8651	0,0210	102,38	247,09	103,21	164,12	267,33	0.3772	0.9047	38
40	10,164	0,8714	0,0199	105,30	248,06	106,19	162,05	268,24	0,3866	0,9041	40
42	10.720	0,8780	0,0188	108,25	249,02	109,19	159,94	269,14	0,3960	0,9035	42
44	11.299	0,8847	0,0177	111,22	249,96	112,22	157,79	270,01	0,4054	0,9030	44
48	12,526	0,8989	0,0159	117,22	251,79	118,35	153,33	271,68	0,4243	0,9017	48
52	13,851	0,9142	0,0142	123,31	253,55	124,58	148,66	273,24	0,4432	0,9004	52
56	15,278	0,9308	0,0127	129,51	255,23	130,93	143,75	274,68	0,4622	0,8990	56
60	16,813	0,9488	0,0114	135,82	256,81	137,42	138,57	275,99	0,4814	0,8973	60
70	21,162	1.0027	0,0086	152,22	260,15	154,34	124,08	278,43	0.5302	0,8918	70
80	26,324	1,0766	0.0064	169,88	262,14	172,71	106,41	279,12	0,5814	0,8827	80
90	32,435	1,1949	0,0046	189,82	261,34	193,69	82,63	276,32	0,6380	0,8655	90
100	39,742	1,5443	0,0027	218,60	248,49	224,74	34,40	259,13	0,7196	0,8117	100

Fonte ASHRAE Transactions 1988, Vol. 94, part 2. ©American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., www.ashrae.org.

Tabela A-11 **Propriedades do Refrigerante 134a Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**

Conversões da Pressão: 1 bar = 0,1 MPa = 10² kPa

Press. bar	Temp. °C	Volume Específico m³/kg: Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Volume Específico m³/kg: Vapor Sat. v_g	Energia Interna kJ/kg: Líquido Sat. u_f	Energia Interna kJ/kg: Vapor Sat. u_g	Entalpia kJ/kg: Líquido Sat. h_f	Entalpia kJ/kg: Evap. h_{fg}	Entalpia kJ/kg: Vapor Sat. h_g	Entropia kJ/kg · K: Líquido Sat. s_f	Entropia kJ/kg · K: Vapor Sat. s_g	Press. bar
0,6	−37,07	0,7097	0,3100	3,41	206,12	3,46	221,27	224,72	0,0147	0,9520	0,6
0,8	−31,21	0,7184	0,2366	10,41	209,46	10,47	217,92	228,39	0,0440	0,9447	0,8
1,0	−26,43	0,7258	0,1917	16,22	212,18	16,29	215,06	231,35	0,0678	0,9395	1,0
1,2	−22,36	0,7323	0,1614	21,23	214,50	21,32	212,54	233,86	0,0879	0,9354	1,2
1,4	−18,80	0,7381	0,1395	25,66	216,52	25,77	210,27	236,04	0,1055	0,9322	1,4
1,6	−15,62	0,7435	0,1229	29,66	218,32	29,78	208,19	237,97	0,1211	0,9295	1,6
1,8	−12,73	0,7485	0,1098	33,31	219,94	33,45	206,26	239,71	0,1352	0,9273	1,8
2,0	−10,09	0,7532	0,0993	36,69	221,43	36,84	204,46	241,30	0,1481	0,9253	2,0
2,4	−5,37	0,7618	0,0834	42,77	224,07	42,95	201,14	244,09	0,1710	0,9222	2,4
2,8	−1,23	0,7697	0,0719	48,18	226,38	48,39	198,13	246,52	0,1911	0,9197	2,8
3,2	2,48	0,7770	0,0632	53,06	228,43	53,31	195,35	248,66	0,2089	0,9177	3,2
3,6	5,84	0,7839	0,0564	57,54	230,28	57,82	192,76	250,58	0,2251	0,9160	3,6
4,0	8,93	0,7904	0,0509	61,69	231,97	62,00	190,32	252,32	0,2399	0,9145	4,0
5,0	15,74	0,8056	0,0409	70,93	235,64	71,33	184,74	256,07	0,2723	0,9117	5,0
6,0	21,58	0,8196	0,0341	78,99	238,74	79,48	179,71	259,19	0,2999	0,9097	6,0
7,0	26,72	0,8328	0,0292	86,19	241,42	86,78	175,07	261,85	0,3242	0,9080	7,0
8,0	31,33	0,8454	0,0255	92,75	243,78	93,42	170,73	264,15	0,3459	0,9066	8,0
9,0	35,53	0,8576	0,0226	98,79	245,88	99,56	166,62	266,18	0,3656	0,9054	9,0
10,0	39,39	0,8695	0,0202	104,42	247,77	105,29	162,68	267,97	0,3838	0,9043	10,0
12,0	46,32	0,8928	0,0166	114,69	251,03	115,76	155,23	270,99	0,4164	0,9023	12,0
14,0	52,43	0,9159	0,0140	123,98	253,74	125,26	148,14	273,40	0,4453	0,9003	14,0
16,0	57,92	0,9392	0,0121	132,52	256,00	134,02	141,31	275,33	0,4714	0,8982	16,0
18,0	62,91	0,9631	0,0105	140,49	257,88	142,22	134,60	276,83	0,4954	0,8959	18,0
20,0	67,49	0,9878	0,0093	148,02	259,41	149,99	127,95	277,94	0,5178	0,8934	20,0
25,0	77,59	1,0562	0,0069	165,48	261,84	168,12	111,06	279,17	0,5687	0,8854	25,0
30,0	86,22	1,1416	0,0053	181,88	262,16	185,30	92,71	278,01	0,6156	0,8735	30,0

Fonte: ASHRAE Transactions 1988, Vol. 94, part 2. ©American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., www.ashrae.org.

Tabela A-12 **Propriedades do Vapor de Refrigerante 134a Superaquecido**

Conversões da Pressão: 1 bar = 0,1 MPa = 10² kPa

p = 0,6 bar = 0,06 MPa (T_{sat} = −37,07°C)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
Sat.	0,31003	206,12	224,72	0,9520
−20	0,33536	217,86	237,98	1,0062
−10	0,34992	224,97	245,96	1,0371
0	0,36433	232,24	254,10	1,0675
10	0,37861	239,69	262,41	1,0973
20	0,39279	247,32	270,89	1,1267
30	0,40688	255,12	279,53	1,1557
40	0,42091	263,10	288,35	1,1844
50	0,43487	271,25	297,34	1,2126
60	0,44879	279,58	306,51	1,2405
70	0,46266	288,08	315,84	1,2681
80	0,47650	296,75	325,34	1,2954
90	0,49031	305,58	335,00	1,3224

p = 1,0 bar = 0,10 MPa (T_{sat} = −26,43°C)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
Sat.	0,19170	212,18	231,35	0,9395
−20	0,19770	216,77	236,54	0,9602
−10	0,20686	224,01	244,70	0,9918
0	0,21587	231,41	252,99	1,0227
10	0,22473	238,96	261,43	1,0531
20	0,23349	246,67	270,02	1,0829
30	0,24216	254,54	278,76	1,1122
40	0,25076	262,58	287,66	1,1411
50	0,25930	270,79	296,72	1,1696
60	0,26779	279,16	305,94	1,1977
70	0,27623	287,70	315,32	1,2254
80	0,28464	296,40	324,87	1,2528
90	0,29302	305,27	334,57	1,2799

p = 1,4 bar = 0,14 MPa (T_{sat} = −18,80°C)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
Sat.	0,13945	216,52	236,04	0,9322
−10	0,14549	223,03	243,40	0,9606
0	0,15219	230,55	251,86	0,9922
10	0,15875	238,21	260,43	1,0230
20	0,16520	246,01	269,13	1,0532
30	0,17155	253,96	277,97	1,0828
40	0,17783	262,06	286,96	1,1120
50	0,18404	270,32	296,09	1,1407
60	0,19020	278,74	305,37	1,1690
70	0,19633	287,32	314,80	1,1969
80	0,20241	296,06	324,39	1,2244
90	0,20846	304,95	334,14	1,2516
100	0,21449	314,01	344,04	1,2785

p = 1,8 bar = 0,18 MPa (T_{sat} = −12,73°C)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
Sat.	0,10983	219,94	239,71	0,9273
−10	0,11135	222,02	242,06	0,9362
0	0,11678	229,67	250,69	0,9684
10	0,12207	237,44	259,41	0,9998
20	0,12723	245,33	268,23	1,0304
30	0,13230	253,36	277,17	1,0604
40	0,13730	261,53	286,24	1,0898
50	0,14222	269,85	295,45	1,1187
60	0,14710	278,31	304,79	1,1472
70	0,15193	286,93	314,28	1,1753
80	0,15672	295,71	323,92	1,2030
90	0,16148	304,63	333,70	1,2303
100	0,16622	313,72	343,63	1,2573

p = 2,0 bar = 0,20 MPa (T_{sat} = −10,09°C)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
Sat.	0,09933	221,43	241,30	0,9253
−10	0,09938	221,50	241,38	0,9256
0	0,10438	229,23	250,10	0,9582
10	0,10922	237,05	258,89	0,9898
20	0,11394	244,99	267,78	1,0206
30	0,11856	253,06	276,77	1,0508
40	0,12311	261,26	285,88	1,0804
50	0,12758	269,61	295,12	1,1094
60	0,13201	278,10	304,50	1,1380
70	0,13639	286,74	314,02	1,1661
80	0,14073	295,53	323,68	1,1939
90	0,14504	304,47	333,48	1,2212
100	0,14932	313,57	343,43	1,2483

p = 2,4 bar = 0,24 MPa (T_{sat} = −5,37°C)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
Sat.	0,08343	224,07	244,09	0,9222
0	0,08574	228,31	248,89	0,9399
10	0,08993	236,26	257,84	0,9721
20	0,09399	244,30	266,85	1,0034
30	0,09794	252,45	275,95	1,0339
40	0,10181	260,72	285,16	1,0637
50	0,10562	269,12	294,47	1,0930
60	0,10937	277,67	303,91	1,1218
70	0,11307	286,35	313,49	1,1501
80	0,11674	295,18	323,19	1,1780
90	0,12037	304,15	333,04	1,2055
100	0,12398	313,27	343,03	1,2326

Tabela A-12 (Continuação)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 2,8 bar = 0,28 MPa (T_{sat} = −1,23°C)				p = 3,2 bar = 0,32 MPa (T_{sat} = 2,48°C)			
Sat.	0,07193	226,38	246,52	0,9197	0,06322	228,43	248,66	0,9177
0	0,07240	227,37	247,64	0,9238				
10	0,07613	235,44	256,76	0,9566	0,06576	234,61	255,65	0,9427
20	0,07972	243,59	265,91	0,9883	0,06901	242,87	264,95	0,9749
30	0,08320	251,83	275,12	1,0192	0,07214	251,19	274,28	1,0062
40	0,08660	260,17	284,42	1,0494	0,07518	259,61	283,67	1,0367
50	0,08992	268,64	293,81	1,0789	0,07815	268,14	293,15	1,0665
60	0,09319	277,23	303,32	1,1079	0,08106	276,79	302,72	1,0957
70	0,09641	285,96	312,95	1,1364	0,08392	285,56	312,41	1,1243
80	0,09960	294,82	322,71	1,1644	0,08674	294,46	322,22	1,1525
90	0,10275	303,83	332,60	1,1920	0,08953	303,50	332,15	1,1802
100	0,10587	312,98	342,62	1,2193	0,09229	312,68	342,21	1,2076
110	0,10897	322,27	352,78	1,2461	0,09503	322,00	352,40	1,2345
120	0,11205	331,71	363,08	1,2727	0,09774	331,45	362,73	1,2611

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 4,0 bar = 0,40 MPa (T_{sat} = 8,93°C)				p = 5,0 bar = 0,50 MPa (T_{sat} = 15,74°C)			
Sat.	0,05089	231,97	252,32	0,9145	0,04086	235,64	256,07	0,9117
10	0,05119	232,87	253,35	0,9182				
20	0,05397	241,37	262,96	0,9515	0,04188	239,40	260,34	0,9264
30	0,05662	249,89	272,54	0,9837	0,04416	248,20	270,28	0,9597
40	0,05917	258,47	282,14	1,0148	0,04633	256,99	280,16	0,9918
50	0,06164	267,13	291,79	1,0452	0,04842	265,83	290,04	1,0229
60	0,06405	275,89	301,51	1,0748	0,05043	274,73	299,95	1,0531
70	0,06641	284,75	311,32	1,1038	0,05240	283,72	309,92	1,0825
80	0,06873	293,73	321,23	1,1322	0,05432	292,80	319,96	1,1114
90	0,07102	302,84	331,25	1,1602	0,05620	302,00	330,10	1,1397
100	0,07327	312,07	341,38	1,1878	0,05805	311,31	340,33	1,1675
110	0,07550	321,44	351,64	1,2149	0,05988	320,74	350,68	1,1949
120	0,07771	330,94	362,03	1,2417	0,06168	330,30	361,14	1,2218
130	0,07991	340,58	372,54	1,2681	0,06347	339,98	371,72	1,2484
140	0,08208	350,35	383,18	1,2941	0,06524	349,79	382,42	1,2746

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 6,0 bar = 0,60 MPa (T_{sat} = 21,58°C)				p = 7,0 bar = 0,70 MPa (T_{sat} = 26,72°C)			
Sat.	0,03408	238,74	259,19	0,9097	0,02918	241,42	261,85	0,9080
30	0,03581	246,41	267,89	0,9388	0,02979	244,51	265,37	0,9197
40	0,03774	255,45	278,09	0,9719	0,03157	253,83	275,93	0,9539
50	0,03958	264,48	288,23	1,0037	0,03324	263,08	286,35	0,9867
60	0,04134	273,54	298,35	1,0346	0,03482	272,31	296,69	1,0182
70	0,04304	282,66	308,48	1,0645	0,03634	281,57	307,01	1,0487
80	0,04469	291,86	318,67	1,0938	0,03781	290,88	317,35	1,0784
90	0,04631	301,14	328,93	1,1225	0,03924	300,27	327,74	1,1074
100	0,04790	310,53	339,27	1,1505	0,04064	309,74	338,19	1,1358
110	0,04946	320,03	349,70	1,1781	0,04201	319,31	348,71	1,1637
120	0,05099	329,64	360,24	1,2053	0,04335	328,98	359,33	1,1910
130	0,05251	339,38	370,88	1,2320	0,04468	338,76	370,04	1,2179
140	0,05402	349,23	381,64	1,2584	0,04599	348,66	380,86	1,2444
150	0,05550	359,21	392,52	1,2844	0,04729	358,68	391,79	1,2706
160	0,05698	369,32	403,51	1,3100	0,04857	368,82	402,82	1,2963

R-134a

Tabela A-12 (Continuação)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 8,0 bar = 0,80 MPa (T_{sat} = 31,33°C)				p = 9,0 bar = 0,90 MPa (T_{sat} = 35,53°C)			
Sat.	0,02547	243,78	264,15	0,9066	0,02255	245,88	266,18	0,9054
40	0,02691	252,13	273,66	0,9374	0,02325	250,32	271,25	0,9217
50	0,02846	261,62	284,39	0,9711	0,02472	260,09	282,34	0,9566
60	0,02992	271,04	294,98	1,0034	0,02609	269,72	293,21	0,9897
70	0,03131	280,45	305,50	1,0345	0,02738	279,30	303,94	1,0214
80	0,03264	289,89	316,00	1,0647	0,02861	288,87	314,62	1,0521
90	0,03393	299,37	326,52	1,0940	0,02980	298,46	325,28	1,0819
100	0,03519	308,93	337,08	1,1227	0,03095	308,11	335,96	1,1109
110	0,03642	318,57	347,71	1,1508	0,03207	317,82	346,68	1,1392
120	0,03762	328,31	358,40	1,1784	0,03316	327,62	357,47	1,1670
130	0,03881	338,14	369,19	1,2055	0,03423	337,52	368,33	1,1943
140	0,03997	348,09	380,07	1,2321	0,03529	347,51	379,27	1,2211
150	0,04113	358,15	391,05	1,2584	0,03633	357,61	390,31	1,2475
160	0,04227	368,32	402,14	1,2843	0,03736	367,82	401,44	1,2735
170	0,04340	378,61	413,33	1,3098	0,03838	378,14	412,68	1,2992
180	0,04452	389,02	424,63	1,3351	0,03939	388,57	424,02	1,3245

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 10,0 bar = 1,00 MPa (T_{sat} = 39,39°C)				p = 12,0 bar = 1,20 MPa (T_{sat} = 46,32°C)			
Sat.	0,02020	247,77	267,97	0,9043	0,01663	251,03	270,99	0,9023
40	0,02029	248,39	268,68	0,9066				
50	0,02171	258,48	280,19	0,9428	0,01712	254,98	275,52	0,9164
60	0,02301	268,35	291,36	0,9768	0,01835	265,42	287,44	0,9527
70	0,02423	278,11	302,34	1,0093	0,01947	275,59	298,96	0,9868
80	0,02538	287,82	313,20	1,0405	0,02051	285,62	310,24	1,0192
90	0,02649	297,53	324,01	1,0707	0,02150	295,59	321,39	1,0503
100	0,02755	307,27	334,82	1,1000	0,02244	305,54	332,47	1,0804
110	0,02858	317,06	345,65	1,1286	0,02335	315,50	343,52	1,1096
120	0,02959	326,93	356,52	1,1567	0,02423	325,51	354,58	1,1381
130	0,03058	336,88	367,46	1,1841	0,02508	335,58	365,68	1,1660
140	0,03154	346,92	378,46	1,2111	0,02592	345,73	376,83	1,1933
150	0,03250	357,06	389,56	1,2376	0,02674	355,95	388,04	1,2201
160	0,03344	367,31	400,74	1,2638	0,02754	366,27	399,33	1,2465
170	0,03436	377,66	412,02	1,2895	0,02834	376,69	410,70	1,2724
180	0,03528	388,12	423,40	1,3149	0,02912	387,21	422,16	1,2980

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 14,0 bar = 1,40 MPa (T_{sat} = 52,43°C)				p = 16,0 bar = 1,60 MPa (T_{sat} = 57,92°C)			
Sat.	0,01405	253,74	273,40	0,9003	0,01208	256,00	275,33	0,8982
60	0,01495	262,17	283,10	0,9297	0,01233	258,48	278,20	0,9069
70	0,01603	272,87	295,31	0,9658	0,01340	269,89	291,33	0,9457
80	0,01701	283,29	307,10	0,9997	0,01435	280,78	303,74	0,9813
90	0,01792	293,55	318,63	1,0319	0,01521	291,39	315,72	1,0148
100	0,01878	303,73	330,02	1,0628	0,01601	301,84	327,46	1,0467
110	0,01960	313,88	341,32	1,0927	0,01677	312,20	339,04	1,0773
120	0,02039	324,05	352,59	1,1218	0,01750	322,53	350,53	1,1069
130	0,02115	334,25	363,86	1,1501	0,01820	332,87	361,99	1,1357
140	0,02189	344,50	375,15	1,1777	0,01887	343,24	373,44	1,1638
150	0,02262	354,82	386,49	1,2048	0,01953	353,66	384,91	1,1912
160	0,02333	365,22	397,89	1,2315	0,02017	364,15	396,43	1,2181
170	0,02403	375,71	409,36	1,2576	0,02080	374,71	407,99	1,2445
180	0,02472	386,29	420,90	1,2834	0,02142	385,35	419,62	1,2704
190	0,02541	396,96	432,53	1,3088	0,02203	396,08	431,33	1,2960
200	0,02608	407,73	444,24	1,3338	0,02263	406,90	443,11	1,3212

Fonte. ASHRAE Transactions 1988, Vol 94, part 2. ©American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., www.ashrae.org

R-134a

Tabela A-13 **Propriedades da Amônia Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura**

Conversões da Pressão: 1 bar = 0,1 MPa = 10^2 kPa

Temp. °C	Press. bar	Volume Específico m³/kg Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Energia Interna kJ/kg Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Entalpia kJ/kg Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Entropia kJ/kg·K Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Temp. °C
−50	0,4086	1,4245	2,6265	−43,94	1264,99	−43,88	1416,20	1372,32	−0,1922	6,1543	−50
−45	0,5453	1,4367	2,0060	−22,03	1271,19	−21,95	1402,52	1380,57	−0,0951	6,0523	−45
−40	0,7174	1,4493	1,5524	−0,10	1277,20	0,00	1388,56	1388,56	0,0000	5,9557	−40
−36	0,8850	1,4597	1,2757	17,47	1281,87	17,60	1377,17	1394,77	0,0747	5,8819	−36
−32	1,0832	1,4703	1,0561	35,09	1286,41	35,25	1365,55	1400,81	0,1484	5,8111	−32
−30	1,1950	1,4757	0,9634	43,93	1288,63	44,10	1359,65	1403,75	0,1849	5,7767	−30
−28	1,3159	1,4812	0,8803	52,78	1290,82	52,97	1353,68	1406,66	0,2212	5,7430	−28
−26	1,4465	1,4867	0,8056	61,65	1292,97	61,86	1347,65	1409,51	0,2572	5,7100	−26
−22	1,7390	1,4980	0,6780	79,46	1297,18	79,72	1335,36	1415,08	0,3287	5,6457	−22
−20	1,9019	1,5038	0,6233	88,40	1299,23	88,68	1329,10	1417,79	0,3642	5,6144	−20
−18	2,0769	1,5096	0,5739	97,36	1301,25	97,68	1322,77	1420,45	0,3994	5,5837	−18
−16	2,2644	1,5155	0,5291	106,36	1303,23	106,70	1316,35	1423,05	0,4346	5,5536	−16
−14	2,4652	1,5215	0,4885	115,37	1305,17	115,75	1309,86	1425,61	0,4695	5,5239	−14
−12	2,6798	1,5276	0,4516	124,42	1307,08	124,83	1303,28	1428,11	0,5043	5,4948	−12
−10	2,9089	1,5338	0,4180	133,50	1308,95	133,94	1296,61	1430,55	0,5389	5,4662	−10
−8	3,1532	1,5400	0,3874	142,60	1310,78	143,09	1289,86	1432,95	0,5734	5,4380	−8
−6	3,4134	1,5464	0,3595	151,74	1312,57	152,26	1283,02	1435,28	0,6077	5,4103	−6
−4	3,6901	1,5528	0,3340	160,88	1314,32	161,46	1276,10	1437,56	0,6418	5,3831	−4
−2	3,9842	1,5594	0,3106	170,07	1316,04	170,69	1269,08	1439,78	0,6759	5,3562	−2
0	4,2962	1,5660	0,2892	179,29	1317,71	179,96	1261,97	1441,94	0,7097	5,3298	0
2	4,6270	1,5727	0,2695	188,53	1319,34	189,26	1254,77	1444,03	0,7435	5,3038	2
4	4,9773	1,5796	0,2514	197,80	1320,92	198,59	1247,48	1446,07	0,7770	5,2781	4
6	5,3479	1,5866	0,2348	207,10	1322,47	207,95	1240,09	1448,04	0,8105	5,2529	6
8	5,7395	1,5936	0,2195	216,42	1323,96	217,34	1232,61	1449,94	0,8438	5,2279	8
10	6,1529	1,6008	0,2054	225,77	1325,42	226,75	1225,03	1451,78	0,8769	5,2033	10
12	6,5890	1,6081	0,1923	235,14	1326,82	236,20	1217,35	1453,55	0,9099	5,1791	12
16	7,5324	1,6231	0,1691	253,95	1329,48	255,18	1201,70	1456,87	0,9755	5,1314	16
20	8,5762	1,6386	0,1492	272,86	1331,94	274,26	1185,64	1459,90	1,0404	5,0849	20
24	9,7274	1,6547	0,1320	291,84	1334,19	293,45	1169,16	1462,61	1,1048	5,0394	24
28	10,993	1,6714	0,1172	310,92	1336,20	312,75	1152,24	1465,00	1,1686	4,9948	28
32	12,380	1,6887	0,1043	330,07	1337,97	332,17	1134,87	1467,03	1,2319	4,9509	32
36	13,896	1,7068	0,0930	349,32	1339,47	351,69	1117,00	1468,70	1,2946	4,9078	36
40	15,549	1,7256	0,0831	368,67	1340,70	371,35	1098,62	1469,97	1,3569	4,8652	40
45	17,819	1,7503	0,0725	393,01	1341,81	396,13	1074,84	1470,96	1,4341	4,8125	45
50	20,331	1,7765	0,0634	417,56	1342,42	421,17	1050,09	1471,26	1,5109	4,7604	50

Fonte. As Tabelas A-13 a A-15 são calculadas com base nas equações de L. Haar e J. S. Gallagher, "Thermodynamic Properties of Ammonia", *J. Phys. Chem. Reference Data*, Vol. 7, 1978, p. 635-792.

Tabela A-14 **Propriedades da Amônia Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**

Conversões da Pressão: 1 bar = 0,1 MPa = 10^2 kPa

Press. bar	Temp. °C	Volume Específico m³/kg Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Energia Interna kJ/kg Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Entalpia kJ/kg Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Entropia kJ/kg·K Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Press. bar
0,40	−50,36	1,4236	2,6795	−45,52	1264,54	−45,46	1417,18	1371,72	−0,1992	6,1618	0,40
0,50	−46,53	1,4330	2,1752	−28,73	1269,31	−28,66	1406,73	1378,07	−0,1245	6,0829	0,50
0,60	−43,28	1,4410	1,8345	−14,51	1273,27	−14,42	1397,76	1383,34	−0,0622	6,0186	0,60
0,70	−40,46	1,4482	1,5884	−2,11	1276,66	−2,01	1389,85	1387,84	−0,0086	5,9643	0,70
0,80	−37,94	1,4546	1,4020	8,93	1279,61	9,04	1382,73	1391,78	0,0386	5,9174	0,80
0,90	−35,67	1,4605	1,2559	18,91	1282,24	19,04	1376,23	1395,27	0,0808	5,8760	0,90
1,00	−33,60	1,4660	1,1381	28,03	1284,61	28,18	1370,23	1398,41	0,1191	5,8391	1,00
1,25	−29,07	1,4782	0,9237	48,03	1289,65	48,22	1356,89	1405,11	0,2018	5,7610	1,25
1,50	−25,22	1,4889	0,7787	65,10	1293,80	65,32	1345,28	1410,61	0,2712	5,6973	1,50
1,75	−21,86	1,4984	0,6740	80,08	1297,33	80,35	1334,92	1415,27	0,3312	5,6435	1,75
2,00	−18,86	1,5071	0,5946	93,50	1300,39	93,80	1325,51	1419,31	0,3843	5,5969	2,00
2,25	−16,15	1,5151	0,5323	105,68	1303,08	106,03	1316,83	1422,86	0,4319	5,5558	2,25
2,50	−13,67	1,5225	0,4821	116,88	1305,49	117,26	1308,76	1426,03	0,4753	5,5190	2,50
2,75	−11,37	1,5295	0,4408	127,26	1307,67	127,68	1301,20	1428,88	0,5152	5,4858	2,75
3,00	−9,24	1,5361	0,4061	136,96	1309,65	137,42	1294,05	1431,47	0,5520	5,4554	3,00
3,25	−7,24	1,5424	0,3765	146,06	1311,46	146,57	1287,27	1433,84	0,5864	5,4275	3,25
3,50	−5,36	1,5484	0,3511	154,66	1313,14	155,20	1280,81	1436,01	0,6186	5,4016	3,50
3,75	−3,58	1,5542	0,3289	162,80	1314,68	163,38	1274,64	1438,03	0,6489	5,3774	3,75
4,00	−1,90	1,5597	0,3094	170,55	1316,12	171,18	1268,71	1439,89	0,6776	5,3548	4,00
4,25	−0,29	1,5650	0,2921	177,96	1317,47	178,62	1263,01	1441,63	0,7048	5,3336	4,25
4,50	1,25	1,5702	0,2767	185,04	1318,73	185,75	1257,50	1443,25	0,7308	5,3135	4,50
4,75	2,72	1,5752	0,2629	191,84	1319,91	192,59	1252,18	1444,77	0,7555	5,2946	4,75
5,00	4,13	1,5800	0,2503	198,39	1321,02	199,18	1247,02	1446,19	0,7791	5,2765	5,00
5,25	5,48	1,5847	0,2390	204,69	1322,07	205,52	1242,01	1447,53	0,8018	5,2594	5,25
5,50	6,79	1,5893	0,2286	210,78	1323,06	211,65	1237,15	1448,80	0,8236	5,2430	5,50
5,75	8,05	1,5938	0,2191	216,66	1324,00	217,58	1232,41	1449,99	0,8446	5,2273	5,75
6,00	9,27	1,5982	0,2104	222,37	1324,89	223,32	1227,79	1451,12	0,8649	5,2122	6,00
7,00	13,79	1,6148	0,1815	243,56	1328,04	244,69	1210,38	1455,07	0,9394	5,1576	7,00
8,00	17,84	1,6302	0,1596	262,64	1330,64	263,95	1194,36	1458,30	1,0054	5,1099	8,00
9,00	21,52	1,6446	0,1424	280,05	1332,82	281,53	1179,44	1460,97	1,0649	5,0675	9,00
10,00	24,89	1,6584	0,1285	296,10	1334,66	297,76	1165,42	1463,18	1,1191	5,0294	10,00
12,00	30,94	1,6841	0,1075	324,99	1337,52	327,01	1139,52	1466,53	1,2152	4,9625	12,00
14,00	36,26	1,7080	0,0923	350,58	1339,56	352,97	1115,82	1468,79	1,2987	4,9050	14,00
16,00	41,03	1,7306	0,0808	373,69	1340,97	376,46	1093,77	1470,23	1,3729	4,8542	16,00
18,00	45,38	1,7522	0,0717	394,85	1341,88	398,00	1073,01	1471,01	1,4399	4,8086	18,00
20,00	49,37	1,7731	0,0644	414,44	1342,37	417,99	1053,27	1471,26	1,5012	4,7670	20,00

Tabela A-15 Propriedades do Vapor de Amônia Superaquecido

Conversões da Pressão:
1 bar = 0,1 MPa
= 10^2 kPa

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 0,4 bar = 0,04 MPa (T_{sat} = −50,36°C)				p = 0,6 bar = 0,06 MPa (T_{sat} = −43,28°C)			
Sat.	2,6795	1264,54	1371,72	6,1618	1,8345	1273,27	1383,34	6,0186
−50	2,6841	1265,11	1372,48	6,1652				
−45	2,7481	1273,05	1382,98	6,2118				
−40	2,8118	1281,01	1393,48	6,2573	1,8630	1278,62	1390,40	6,0490
−35	2,8753	1288,96	1403,98	6,3018	1,9061	1286,75	1401,12	6,0946
−30	2,9385	1296,93	1414,47	6,3455	1,9491	1294,88	1411,83	6,1390
−25	3,0015	1304,90	1424,96	6,3882	1,9918	1303,01	1422,52	6,1826
−20	3,0644	1312,88	1435,46	6,4300	2,0343	1311,13	1433,19	6,2251
−15	3,1271	1320,87	1445,95	6,4711	2,0766	1319,25	1443,85	6,2668
−10	3,1896	1328,87	1456,45	6,5114	2,1188	1327,37	1454,50	6,3077
−5	3,2520	1336,88	1466,95	6,5509	2,1609	1335,49	1465,14	6,3478
0	3,3142	1344,90	1477,47	6,5898	2,2028	1343,61	1475,78	6,3871
5	3,3764	1352,95	1488,00	6,6280	2,2446	1351,75	1486,43	6,4257
	p = 0,8 bar = 0,08 MPa (T_{sat} = −37,94°C)				p = 1,0 bar = 0,10 MPa (T_{sat} = −33,60°C)			
Sat.	1,4021	1279,61	1391,78	5,9174	1,1381	1284,61	1398,41	5,8391
−35	1,4215	1284,51	1398,23	5,9446				
−30	1,4543	1292,81	1409,15	5,9900	1,1573	1290,71	1406,44	5,8723
−25	1,4868	1301,09	1420,04	6,0343	1,1838	1299,15	1417,53	5,9175
−20	1,5192	1309,36	1430,90	6,0777	1,2101	1307,57	1428,58	5,9616
−15	1,5514	1317,61	1441,72	6,1200	1,2362	1315,96	1439,58	6,0046
−10	1,5834	1325,85	1452,53	6,1615	1,2621	1324,33	1450,54	6,0467
−5	1,6153	1334,09	1463,31	6,2021	1,2880	1332,67	1461,47	6,0878
0	1,6471	1342,31	1474,08	6,2419	1,3136	1341,00	1472,37	6,1281
5	1,6788	1350,54	1484,84	6,2809	1,3392	1349,33	1483,25	6,1676
10	1,7103	1358,77	1495,60	6,3192	1,3647	1357,64	1494,11	6,2063
15	1,7418	1367,01	1506,35	6,3568	1,3900	1365,95	1504,96	6,2442
20	1,7732	1375,25	1517,10	6,3939	1,4153	1374,27	1515,80	6,2816
	p = 1,5 bar = 0,15 MPa (T_{sat} = −25,22°C)				p = 2,0 bar = 0,20 MPa (T_{sat} = −18,86°C)			
Sat.	0,7787	1293,80	1410,61	5,6973	0,59460	1300,39	1419,31	5,5969
−25	0,7795	1294,20	1411,13	5,6994				
−20	0,7978	1303,00	1422,67	5,7454				
−15	0,8158	1311,75	1434,12	5,7902	0,60542	1307,43	1428,51	5,6328
−10	0,8336	1320,44	1445,49	5,8338	0,61926	1316,46	1440,31	5,6781
−5	0,8514	1329,08	1456,79	5,8764	0,63294	1325,41	1452,00	5,7221
0	0,8689	1337,68	1468,02	5,9179	0,64648	1334,29	1463,59	5,7649
5	0,8864	1346,25	1479,20	5,9585	0,65989	1343,11	1475,09	5,8066
10	0,9037	1354,78	1490,34	5,9981	0,67320	1351,87	1486,51	5,8473
15	0,9210	1363,29	1501,44	6,0370	0,68640	1360,59	1497,87	5,8871
20	0,9382	1371,79	1512,51	6,0751	0,69952	1369,28	1509,18	5,9260
25	0,9553	1380,28	1523,56	6,1125	0,71256	1377,93	1520,44	5,9641
30	0,9723	1388,76	1534,60	6,1492	0,72553	1386,56	1531,67	6,0014

Tabela A-15 (Continuação)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 2,5 bar = 0,25 MPa (T_{sat} = −13,67°C)				p = 3,0 bar = 0,30 MPa (T_{sat} = −9,24°C)			
Sat.	0,48213	1305,49	1426,03	5,5190	0,40607	1309,65	1431,47	5,4554
−10	0,49051	1312,37	1435,00	5,5534				
−5	0,50180	1321,65	1447,10	5,5989	0,41428	1317,80	1442,08	5,4953
0	0,51293	1330,83	1459,06	5,6431	0,42382	1327,28	1454,43	5,5409
5	0,52393	1339,91	1470,89	5,6860	0,43323	1336,64	1466,61	5,5851
10	0,53482	1348,91	1482,61	5,7278	0,44251	1345,89	1478,65	5,6280
15	0,54560	1357,84	1494,25	5,7685	0,45169	1355,05	1490,56	5,6697
20	0,55630	1366,72	1505,80	5,8083	0,46078	1364,13	1502,36	5,7103
25	0,56691	1375,55	1517,28	5,8471	0,46978	1373,14	1514,07	5,7499
30	0,57745	1384,34	1528,70	5,8851	0,47870	1382,09	1525,70	5,7886
35	0,58793	1393,10	1540,08	5,9223	0,48756	1391,00	1537,26	5,8264
40	0,59835	1401,84	1551,42	5,9589	0,49637	1399,86	1548,77	5,8635
45	0,60872	1410,56	1562,74	5,9947	0,50512	1408,70	1560,24	5,8998
	p = 3,5 bar = 0,35 MPa (T_{sat} = −5,36°C)				p = 4,0 bar = 0,40 MPa (T_{sat} = −1,90°C)			
Sat.	0,35108	1313,14	1436,01	5,4016	0,30942	1316,12	1439,89	5,3548
0	0,36011	1323,66	1449,70	5,4522	0,31227	1319,95	1444,86	5,3731
10	0,37654	1342,82	1474,61	5,5417	0,32701	1339,68	1470,49	5,4652
20	0,39251	1361,49	1498,87	5,6259	0,34129	1358,81	1495,33	5,5515
30	0,40814	1379,81	1522,66	5,7057	0,35520	1377,49	1519,57	5,6328
40	0,42350	1397,87	1546,09	5,7818	0,36884	1395,85	1543,38	5,7101
60	0,45363	1433,55	1592,32	5,9249	0,39550	1431,97	1590,17	5,8549
80	0,48320	1469,06	1638,18	6,0586	0,42160	1467,77	1636,41	5,9897
100	0,51240	1504,73	1684,07	6,1850	0,44733	1503,64	1682,58	6,1169
120	0,54136	1540,79	1730,26	6,3056	0,47280	1539,85	1728,97	6,2380
140	0,57013	1577,38	1776,92	6,4213	0,49808	1576,55	1775,79	6,3541
160	0,59876	1614,60	1824,16	6,5330	0,52323	1613,86	1823,16	6,4661
180	0,62728	1652,51	1872,06	6,6411	0,54827	1651,85	1871,16	6,5744
200	0,65572	1691,15	1920,65	6,7460	0,57322	1690,56	1919,85	6,6796
	p = 4,5 bar = 0,45 MPa (T_{sat} = 1,25°C)				p = 5,0 bar = 0,50 MPa (T_{sat} = 4,13°C)			
Sat.	0,27671	1318,73	1443,25	5,3135	0,25034	1321,02	1446,19	5,2765
10	0,28846	1336,48	1466,29	5,3962	0,25757	1333,22	1462,00	5,3330
20	0,30142	1356,09	1491,72	5,4845	0,26949	1353,32	1488,06	5,4234
30	0,31401	1375,15	1516,45	5,5674	0,28103	1372,76	1513,28	5,5080
40	0,32631	1393,80	1540,64	5,6460	0,29227	1391,74	1537,87	5,5878
60	0,35029	1430,37	1588,00	5,7926	0,31410	1428,76	1585,81	5,7362
80	0,37369	1466,47	1634,63	5,9285	0,33535	1465,16	1632,84	5,8733
100	0,39671	1502,55	1681,07	6,0564	0,35621	1501,46	1679,56	6,0020
120	0,41947	1538,91	1727,67	6,1781	0,37681	1537,97	1726,37	6,1242
140	0,44205	1575,73	1774,65	6,2946	0,39722	1574,90	1773,51	6,2412
160	0,46448	1613,13	1822,15	6,4069	0,41749	1612,40	1821,14	6,3537
180	0,48681	1651,20	1870,26	6,5155	0,43765	1650,54	1869,36	6,4626
200	0,50905	1689,97	1919,04	6,6208	0,45771	1689,38	1918,24	6,5681

Tabela A-15 **(Continuação)**

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 5,5 bar = 0,55 MPa (T_{sat} = 6,79°C)				p = 6,0 bar = 0,60 MPa (T_{sat} = 9,27°C)			
Sat.	0,22861	1323,06	1448,80	5,2430	0,21038	1324,89	1451,12	5,2122
10	0,23227	1329,88	1457,63	5,2743	0,21115	1326,47	1453,16	5,2195
20	0,24335	1350,50	1484,34	5,3671	0,22155	1347,62	1480,55	5,3145
30	0,25403	1370,35	1510,07	5,4534	0,23152	1367,90	1506,81	5,4026
40	0,26441	1389,64	1535,07	5,5345	0,24118	1387,52	1532,23	5,4851
50	0,27454	1408,53	1559,53	5,6114	0,25059	1406,67	1557,03	5,5631
60	0,28449	1427,13	1583,60	5,6848	0,25981	1425,49	1581,38	5,6373
80	0,30398	1463,85	1631,04	5,8230	0,27783	1462,52	1629,22	5,7768
100	0,32307	1500,36	1678,05	5,9525	0,29546	1499,25	1676,52	5,9071
120	0,34190	1537,02	1725,07	6,0753	0,31281	1536,07	1723,76	6,0304
140	0,36054	1574,07	1772,37	6,1926	0,32997	1573,24	1771,22	6,1481
160	0,37903	1611,66	1820,13	6,3055	0,34699	1610,92	1819,12	6,2613
180	0,39742	1649,88	1868,46	6,4146	0,36390	1649,22	1867,56	6,3707
200	0,41571	1688,79	1917,43	6,5203	0,38071	1688,20	1916.63	6,4766

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 7,0 bar = 0,70 MPa (T_{sat} = 13,79°C)				p = 8,0 bar = 0,80 MPa (T_{sat} = 17,84°C)			
Sat.	0,18148	1328,04	1455,07	5,1576	0,15958	1330,64	1458,30	5,1099
20	0,18721	1341,72	1472,77	5,2186	0,16138	1335,59	1464,70	5,1318
30	0,19610	1362,88	1500,15	5,3104	0,16948	1357,71	1493,29	5,2277
40	0,20464	1383,20	1526,45	5,3958	0,17720	1378,77	1520,53	5,3161
50	0,21293	1402,90	1551,95	5,4760	0,18465	1399,05	1546,77	5,3986
60	0,22101	1422,16	1576,87	5,5519	0,19189	1418,77	1572,28	5,4763
80	0,23674	1459,85	1625,56	5,6939	0,20590	1457,14	1621,86	5,6209
100	0,25205	1497,02	1673,46	5,8258	0,21949	1494,77	1670,37	5,7545
120	0,26709	1534,16	1721,12	5,9502	0,23280	1532,24	1718,48	5,8801
140	0,28193	1571,57	1768,92	6,0688	0,24590	1569,89	1766,61	5,9995
160	0,29663	1609,44	1817,08	6,1826	0,25886	1607,96	1815,04	6,1140
180	0,31121	1647,90	1865,75	6,2925	0,27170	1646,57	1863,94	6,2243
200	0,32571	1687,02	1915,01	6,3988	0,28445	1685,83	1913.39	6,3311

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 9,0 bar = 0,90 MPa (T_{sat} = 21,52°C)				p = 10,0 bar = 1,00 MPa (T_{sat} = 24,89°C)			
Sat.	0,14239	1332,82	1460,97	5,0675	0,12852	1334,66	1463,18	5,0294
30	0,14872	1352,36	1486,20	5,1520	0,13206	1346,82	1478,88	5,0816
40	0,15582	1374,21	1514,45	5,2436	0,13868	1369,52	1508,20	5,1768
50	0,16263	1395,11	1541,47	5,3286	0,14499	1391,07	1536,06	5,2644
60	0,16922	1415,32	1567,61	5,4083	0,15106	1411,79	1562,86	5,3460
80	0,18191	1454,39	1618,11	5,5555	0,16270	1451,60	1614,31	5,4960
100	0,19416	1492,50	1667,24	5,6908	0,17389	1490,20	1664,10	5,6332
120	0,20612	1530,30	1715,81	5,8176	0,18478	1528,35	1713,13	5,7612
140	0,21788	1568,20	1764,29	5,9379	0,19545	1566,51	1761,96	5,8823
160	0,22948	1606,46	1813,00	6,0530	0,20598	1604,97	1810,94	5,9981
180	0,24097	1645,24	1862,12	6,1639	0,21638	1643,91	1860,29	6,1095
200	0,25237	1684,64	1911,77	6,2711	0,22670	1683,44	1910,14	6,2171

Amônia

Tabela A-15 **(Continuação)**

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 12,0 bar = 1,20 MPa (T_{sat} = 30,94°C)				p = 14,0 bar = 1,40 MPa (T_{sat} = 36,26°C)			
Sat.	0,10751	1337,52	1466,53	4,9625	0,09231	1339,56	1468,79	4,9050
40	0,11287	1359,73	1495,18	5,0553	0,09432	1349,29	1481,33	4,9453
60	0,12378	1404,54	1553,07	5,2347	0,10423	1396,97	1542,89	5,1360
80	0,13387	1445,91	1606,56	5,3906	0,11324	1440,06	1598,59	5,2984
100	0,14347	1485,55	1657,71	5,5315	0,12172	1480,79	1651,20	5,4433
120	0,15275	1524,41	1707,71	5,6620	0,12986	1520,41	1702,21	5,5765
140	0,16181	1563,09	1757,26	5,7850	0,13777	1559,63	1752,52	5,7013
160	0,17072	1601,95	1806,81	5,9021	0,14552	1598,92	1802,65	5,8198
180	0,17950	1641,23	1856,63	6,0145	0,15315	1638,53	1852,94	5,9333
200	0,18819	1681,05	1906,87	6,1230	0,16068	1678,64	1903,59	6,0427
220	0,19680	1721,50	1957,66	6,2282	0,16813	1719,35	1954,73	6,1485
240	0,20534	1762,63	2009,04	6,3303	0,17551	1760,72	2006,43	6,2513
260	0,21382	1804,48	2061,06	6,4297	0,18283	1802,78	2058,75	6,3513
280	0,22225	1847,04	2113,74	6,5267	0,19010	1845,55	2111,69	6,4488

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 16,0 bar = 1,60 MPa (T_{sat} = 41,03°C)				p = 18,0 bar = 1,80 MPa (T_{sat} = 45,38°C)			
Sat.	0,08079	1340,97	1470,23	4,8542	0,07174	1341,88	1471,01	4,8086
60	0,08951	1389,06	1532,28	5,0461	0,07801	1380,77	1521,19	4,9627
80	0,09774	1434,02	1590,40	5,2156	0,08565	1427,79	1581,97	5,1399
100	0,10539	1475,93	1644,56	5,3648	0,09267	1470,97	1637,78	5,2937
120	0,11268	1516,34	1696,64	5,5008	0,09931	1512,22	1690,98	5,4326
140	0,11974	1556,14	1747,72	5,6276	0,10570	1552,61	1742,88	5,5614
160	0,12663	1595,85	1798,45	5,7475	0,11192	1592,76	1794,23	5,6828
180	0,13339	1635,81	1849,23	5,8621	0,11801	1633,08	1845,50	5,7985
200	0,14005	1676,21	1900,29	5,9723	0,12400	1673,78	1896,98	5,9096
220	0,14663	1717,18	1951,79	6,0789	0,12991	1715,00	1948,83	6,0170
240	0,15314	1758,79	2003,81	6,1823	0,13574	1756,85	2001,18	6,1210
260	0,15959	1801,07	2056,42	6,2829	0,14152	1799,35	2054,08	6,2222
280	0,16599	1844,05	2109,64	6,3809	0,14724	1842,55	2107,58	6,3207

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 20,0 bar = 2,00 MPa (T_{sat} = 49,37°C)			
Sat.	0,06445	1342,37	1471,26	4,7670
60	0,06875	1372,05	1509,54	4,8838
80	0,07596	1421,36	1573,27	5,0696
100	0,08248	1465.89	1630,86	5,2283
120	0,08861	1508,03	1685,24	5,3703
140	0,09447	1549,03	1737,98	5,5012
160	0,10016	1589,65	1789,97	5,6241
180	0,10571	1630,32	1841,74	5,7409
200	0,11116	1671,33	1893,64	5,8530
220	0,11652	1712,82	1945,87	5,9611
240	0,12182	1754,90	1998,54	6,0658
260	0,12706	1797,63	2051,74	6,1675
280	0,13224	1841,03	2105,50	6,2665

Amônia

Tabela A-16 Propriedades do Propano Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura

Conversões da Pressão: 1 bar = 0,1 MPa = 10^2 kPa

		Volume Específico m³/kg		Energia Interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg · K		
Temp °C	Press bar	Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap h_{fg}	Vapor Sat h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat s_g	Temp. °C
−100	0,02888	1,553	11,27	−128,4	319,5	−128,4	480,4	352,0	−0,634	2,140	−100
−90	0,06426	1,578	5,345	−107,8	329,3	−107,8	471,4	363,6	−0,519	2,055	−90
−80	0,1301	1,605	2,774	−87,0	339,3	−87,0	462,4	375,4	−0,408	1,986	−80
−70	0,2434	1,633	1,551	−65,8	349,5	−65,8	453,1	387,3	−0,301	1,929	−70
−60	0,4261	1,663	0,9234	−44,4	359,9	−44,3	443,5	399,2	−0,198	1,883	−60
−50	0,7046	1,694	0,5793	−22,5	370,4	−22,4	433,6	411,2	−0,098	1,845	−50
−40	1,110	1,728	0,3798	−0,2	381,0	0,0	423,2	423,2	0,000	1,815	−40
−30	1,677	1,763	0,2585	22,6	391,6	22,9	412,1	435,0	0,096	1,791	−30
−20	2,444	1,802	0,1815	45,9	402,4	46,3	400,5	446,8	0,190	1,772	−20
−10	3,451	1,844	0,1309	69,8	413,2	70,4	388,0	458,4	0,282	1,757	−10
0	4,743	1,890	0,09653	94,2	423,8	95,1	374,5	469,6	0,374	1,745	0
4	5,349	1,910	0,08591	104,2	428,1	105,3	368,8	474,1	0,410	1,741	4
8	6,011	1,931	0,07666	114,3	432,3	115,5	362,9	478,4	0,446	1,737	8
12	6,732	1,952	0,06858	124,6	436,5	125,9	356,8	482,7	0,482	1,734	12
16	7,515	1,975	0,06149	135,0	440,7	136,4	350,5	486,9	0,519	1,731	16
20	8,362	1,999	0,05525	145,4	444,8	147,1	343,9	491,0	0,555	1,728	20
24	9,278	2,024	0,04973	156,1	448,9	158,0	337,0	495,0	0,591	1,725	24
28	10,27	2,050	0,04483	166,9	452,9	169,0	329,9	498,9	0,627	1,722	28
32	11,33	2,078	0,04048	177,8	456,7	180,2	322,4	502,6	0,663	1,720	32
36	12,47	2,108	0,03659	188,9	460,6	191,6	314,6	506,2	0,699	1,717	36
40	13,69	2,140	0,03310	200,2	464,3	203,1	306,5	509,6	0,736	1,715	40
44	15,00	2,174	0,02997	211,7	467,9	214,9	298,0	512,9	0,772	1,712	44
48	16,40	2,211	0,02714	223,4	471,4	227,0	288,9	515,9	0,809	1,709	48
52	17,89	2,250	0,02459	235,3	474,6	239,3	279,3	518,6	0,846	1,705	52
56	19,47	2,293	0,02227	247,4	477,7	251,9	269,2	521,1	0,884	1,701	56
60	21,16	2,340	0,02015	259,8	480,6	264,8	258,4	523,2	0,921	1,697	60
65	23,42	2,406	0,01776	275,7	483,6	281,4	243,8	525,2	0,969	1,690	65
70	25,86	2,483	0,01560	292,3	486,1	298,7	227,7	526,4	1,018	1,682	70
75	28,49	2,573	0,01363	309,5	487,8	316,8	209,8	526,6	1,069	1,671	75
80	31,31	2,683	0,01182	327,6	488,2	336,0	189,2	525,2	1,122	1,657	80
85	34,36	2,827	0,01011	347,2	486,9	356,9	164,7	521,6	1,178	1,638	85
90	37,64	3,038	0,008415	369,4	482,2	380,8	133,1	513,9	1,242	1,608	90
95	41,19	3,488	0,006395	399,8	467,4	414,2	79,5	493,7	1,330	1,546	95
96,7	42,48	4,535	0,004535	434,9	434,9	454,2	0,0	457,2	1,437	1,437	96,7

Fonte: As Tabelas A-16 a A-18 são calculadas com base em B. A. Younglove e J. F. Ely, "Thermophysical Properties of Fluids. II Methane, Ethane, Propane, Isobutane and Normal Butane", *J. Phys. Chem. Ref. Data*, Vol. 16, No. 4, 1987, p. 577-598.

Propano

Tabela A-17 Propriedades do Propano Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão

Conversões da Pressão: 1 bar = 0,1 MPa = 10^2 kPa

		Volume Específico m³/kg		Energia Interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg · K		
Press. bar	Temp. °C	Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat h_f	Evap h_{fg}	Vapor Sat h_g	Líquido Sat s_f	Vapor Sat s_g	Press. bar
0,05	−93,28	1,570	6,752	−114,6	326,0	−114,6	474,4	359,8	−0,556	2,081	0,05
0,10	−83,87	1,594	3,542	−95,1	335,4	−95,1	465,9	370,8	−0,450	2,011	0,10
0,25	−69,55	1,634	1,513	−64,9	350,0	−64,9	452,7	387,8	−0,297	1,927	0,25
0,50	−56,93	1,672	0,7962	−37,7	363,1	−37,6	440,5	402,9	−0,167	1,871	0,50
0,75	−48,68	1,698	0,5467	−19,6	371,8	−19,5	432,3	412,8	−0,085	1,841	0,75
1,00	−42,38	1,719	0,4185	−5,6	378,5	−5,4	425,7	420,3	−0,023	1,822	1,00
2,00	−25,43	1,781	0,2192	33,1	396,6	33,5	406,9	440,4	0,139	1,782	2,00
3,00	−14,16	1,826	0,1496	59,8	408,7	60,3	393,3	453,6	0,244	1,762	3,00
4,00	−5,46	1,865	0,1137	80,8	418,0	81,5	382,0	463,5	0,324	1,751	4,00
5,00	1,74	1,899	0,09172	98,6	425,7	99,5	372,1	471,6	0,389	1,743	5,00
6,00	7,93	1,931	0,07680	114,2	432,2	115,3	363,0	478,3	0,446	1,737	6,00
7,00	13,41	1,960	0,06598	128,2	438,0	129,6	354,6	484,2	0,495	1,733	7,00
8,00	18,33	1,989	0,05776	141,0	443,1	142,6	346,7	489,3	0,540	1,729	8,00
9,00	22,82	2,016	0,05129	152,9	447,6	154,7	339,1	493,8	0,580	1,726	9,00
10,00	26,95	2,043	0,04606	164,0	451,8	166,1	331,8	497,9	0,618	1,723	10,00
11,00	30,80	2,070	0,04174	174,5	455,6	176,8	324,7	501,5	0,652	1,721	11,00
12,00	34,39	2,096	0,03810	184,4	459,1	187,0	317,8	504,8	0,685	1,718	12,00
13,00	37,77	2,122	0,03499	193,9	462,2	196,7	311,0	507,7	0,716	1,716	13,00
14,00	40,97	2,148	0,03231	203,0	465,2	206,0	304,4	510,4	0,745	1,714	14,00
15,00	44,01	2,174	0,02997	211,7	467,9	215,0	297,9	512,9	0,772	1,712	15,00
16,00	46,89	2,200	0,02790	220,1	470,4	223,6	291,4	515,0	0,799	1,710	16,00
17,00	49,65	2,227	0,02606	228,3	472,7	232,0	285,0	517,0	0,824	1,707	17,00
18,00	52,30	2,253	0,02441	236,2	474,9	240,2	278,6	518,8	0,849	1,705	18,00
19,00	54,83	2,280	0,02292	243,8	476,9	248,2	272,2	520,4	0,873	1,703	19,00
20,00	57,27	2,308	0,02157	251,3	478,7	255,9	265,9	521,8	0,896	1,700	20,00
22,00	61,90	2,364	0,01921	265,8	481,7	271,0	253,0	524,0	0,939	1,695	22,00
24,00	66,21	2,424	0,01721	279,7	484,3	285,5	240,1	525,6	0,981	1,688	24,00
26,00	70,27	2,487	0,01549	293,1	486,2	299,6	226,9	526,5	1,021	1,681	26,00
28,00	74,10	2,555	0,01398	306,2	487,5	313,4	213,2	526,6	1,060	1,673	28,00
30,00	77,72	2,630	0,01263	319,2	488,1	327,1	198,9	526,0	1,097	1,664	30,00
35,00	86,01	2,862	0,009771	351,4	486,3	361,4	159,1	520,5	1,190	1,633	35,00
40,00	93,38	3,279	0,007151	387,9	474,7	401,0	102,3	503,3	1,295	1,574	40,00
42,48	96,70	4,535	0,004535	434,9	434,9	454,2	0,0	454,2	1,437	1,437	42,48

Propano

Conversões da Pressão:
1 bar = 0,1 MPa
= 10^2 kPa

Propano

Tabela A-18 **Propriedades do Vapor de Propano Superaquecido**

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 0,05 bar = 0,005 MPa (T_{sat} = −93,28°C)				p = 0,1 bar = 0,01 MPa (T_{sat} = −83,87°C)			
Sat.	6,752	326,0	359,8	2,081	3,542	367,3	370,8	2,011
−90	6,877	329,4	363,8	2,103				
−80	7,258	339,8	376,1	2,169	3,617	339,5	375,7	2,037
−70	7,639	350,6	388,8	2,233	3,808	350,3	388,4	2,101
−60	8,018	361,8	401,9	2,296	3,999	361,5	401,5	2,164
−50	8,397	373,3	415,3	2,357	4,190	373,1	415,0	2,226
−40	8,776	385,1	429,0	2,418	4,380	385,0	428,8	2,286
−30	9,155	397,4	443,2	2,477	4,570	397,3	443,0	2,346
−20	9,533	410,1	457,8	2,536	4,760	410,0	457,6	2,405
−10	9,911	423,2	472,8	2,594	4,950	423,1	472,6	2,463
0	10,29	436,8	488,2	2,652	5,139	436,7	488,1	2,520
10	10,67	450,8	504,1	2,709	5,329	450,6	503,9	2,578
20	11,05	270,6	520,4	2,765	5,518	465,1	520,3	2,634
	p = 0,5 bar = 0,05 MPa (T_{sat} = −56,93°C)				p = 1,0 bar = 0,1 MPa (T_{sat} = −42,38°C)			
Sat.	0,796	363,1	402,9	1,871	0,4185	378,5	420,3	1,822
−50	0,824	371,3	412,5	1,914				
−40	0,863	383,4	426,6	1,976	0,4234	381,5	423,8	1,837
−30	0,903	396,0	441,1	2,037	0,4439	394,2	438,6	1,899
−20	0,942	408,8	455,9	2,096	0,4641	407,3	453,7	1,960
−10	0,981	422,1	471,1	2,155	0,4842	420,7	469,1	2,019
0	1,019	435,8	486,7	2,213	0,5040	434,4	484,8	2,078
10	1,058	449,8	502,7	2,271	0,5238	448,6	501,0	2,136
20	1,096	464,3	519,1	2,328	0,5434	463,3	517,6	2,194
30	1,135	479,2	535,9	2,384	0,5629	478,2	534,5	2,251
40	1,173	494,6	553,2	2,440	0,5824	493,7	551,9	2,307
50	1,211	510,4	570,9	2,496	0,6018	509,5	569,7	2,363
60	1,249	526,7	589,1	2,551	0,6211	525,8	587,9	2,419
	p = 2,0 bar = 0,2 MPa (T_{sat} = −25,43°C)				p = 3,0 bar = 0,3 MPa (T_{sat} = −14,16°C)			
Sat.	0,2192	396,6	440,4	1,782	0,1496	408,7	453,6	1,762
−20	0,2251	404,0	449,0	1,816				
−10	0,2358	417,7	464,9	1,877	0,1527	414,7	460.5	1,789
0	0,2463	431,8	481,1	1.938	0,1602	429,0	477,1	1,851
10	0,2566	446,3	497,6	1,997	0,1674	443,8	494,0	1,912
20	0,2669	461,1	514,5	2,056	0,1746	458,8	511,2	1,971
30	0,2770	476,3	531,7	2,113	0,1816	474,2	528,7	2,030
40	0,2871	491,9	549,3	2,170	0,1885	490,1	546,6	2,088
50	0.2970	507,9	567,3	2,227	0.1954	506.2	564.8	2.145
60	0.3070	524,3	585,7	2.283	0.2022	522,7	583,4	2,202
70	0,3169	541,1	604,5	2,339	0,2090	539,6	602,3	2,258
80	0,3267	558,4	623,7	2,394	0,2157	557,0	621,7	2,314
90	0,3365	576,1	643,4	2,449	0,2223	574,8	641,5	2,369

Propano

Tabela A-18 **(Continuação)**

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 4,0 bar = 0,4 MPa (T_{sat} = −5,46°C)				p = 5,0 bar = 0,5 MPa (T_{sat} = 1,74°C)			
Sat.	0,1137	418,0	463,5	1,751	0,09172	425,7	471,6	1,743
0	0,1169	426,1	472,9	1,786				
10	0,1227	441,2	490,3	1,848	0,09577	438,4	486,3	1,796
20	0,1283	456,6	507,9	1,909	0,1005	454,1	504,3	1,858
30	0,1338	472,2	525,7	1,969	0,1051	470,0	522,5	1,919
40	0,1392	488,1	543,8	2,027	0,1096	486,1	540,9	1,979
50	0,1445	504,4	562,2	2,085	0,1140	502,5	559,5	2,038
60	0,1498	521,1	581,0	2,143	0,1183	519,4	578,5	2,095
70	0,1550	538,1	600,1	2,199	0,1226	536,6	597,9	2,153
80	0,1601	555,7	619,7	2,255	0,1268	554,1	617,5	2,209
90	0,1652	573,5	639,6	2,311	0,1310	572,1	637,6	2,265
100	0,1703	591,8	659,9	2,366	0,1351	590,5	658,0	2,321
110	0,1754	610,4	680,6	2,421	0,1392	609,3	678,9	2,376
	p = 6,0 bar = 0,6 MPa (T_{sat} = 7,93°C)				p = 7,0 bar = 0,7 MPa (T_{sat} = 13,41°C)			
Sat.	0,07680	432,2	478,3	1,737	0,06598	438,0	484,2	1,733
10	0,07769	435,6	482,2	1,751				
20	0,08187	451,5	500,6	1,815	0,06847	448,8	496,7	1,776
30	0,08588	467,7	519,2	1,877	0,07210	465,2	515,7	1,840
40	0,08978	484,0	537,9	1,938	0,07558	481,9	534,8	1,901
50	0,09357	500,7	556,8	1,997	0,07896	498,7	554,0	1,962
60	0,09729	517,6	576,0	2,056	0,08225	515,9	573,5	2,021
70	0,1009	535,0	595,5	2,113	0,08547	533,4	593,2	2,079
80	0,1045	552,7	615,4	2,170	0,08863	551,2	613,2	2,137
90	0,1081	570,7	635,6	2,227	0,09175	569,4	633,6	2,194
100	0,1116	589,2	656,2	2,283	0,09482	587,9	654,3	2,250
110	0,1151	608,0	677,1	2,338	0,09786	606,8	675,3	2,306
120	0,1185	627,3	698,4	2,393	0,1009	626,2	696,8	2,361
	p = 8,0 bar = 0,8 MPa (T_{sat} = 18,33°C)				p = 9,0 bar = 0,9 MPa (T_{sat} = 22,82°C)			
Sat.	0,05776	443,1	489,3	1,729	0,05129	447,2	493,8	1,726
20	0,05834	445,9	492,6	1,740				
30	0,06170	462,7	512,1	1,806	0,05355	460,0	508,2	1,774
40	0,06489	479,6	531,5	1,869	0,05653	477,2	528,1	1,839
50	0,06796	496,7	551,1	1,930	0,05938	494,7	548,1	1,901
60	0,07094	514,0	570,8	1,990	0,06213	512,2	568,1	1,962
70	0,07385	531,6	590,7	2,049	0,06479	530,0	588,3	2,022
80	0,07669	549,6	611,0	2,107	0,06738	548,1	608,7	2,081
90	0,07948	567,9	631,5	2,165	0,06992	566,5	629,4	2,138
100	0,08222	586,5	652,3	2,221	0,07241	585,2	650,4	2,195
110	0,08493	605,6	673,5	2,277	0,07487	604,3	671,7	2,252
120	0,08761	625,0	695,1	2,333	0,07729	623,7	693,3	2,307
130	0,09026	644,8	717,0	2,388	0,07969	643,6	715,3	2,363
140	0,09289	665,0	739,3	2,442	0,08206	663,8	737,7	2,418

Tabela A-18 (Continuação)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 10,0 bar = 1,0 MPa (T_{sat} = 26,95°C)				p = 12,0 bar = 1,2 MPa (T_{sat} = 34,39°C)			
Sat	0,04606	451,8	497,9	1,723	0,03810	459,1	504,8	1,718
30	0,04696	457,1	504,1	1,744				
40	0,04980	474,8	524,6	1,810	0,03957	469,4	516,9	1,757
50	0,05248	492,4	544,9	1,874	0,04204	487,8	538,2	1,824
60	0,05505	510,2	565,2	1,936	0,04436	506,1	559,3	1,889
70	0,05752	528,2	585,7	1,997	0,04657	524,4	580,3	1,951
80	0,05992	546,4	606,3	2,056	0,04869	543,1	601,5	2,012
90	0,06226	564,9	627,2	2,114	0,05075	561,8	622,7	2,071
100	0,06456	583,7	648,3	2,172	0,05275	580,9	644,2	2,129
110	0,06681	603,0	669,8	2,228	0,05470	600,4	666,0	2,187
120	0,06903	622,6	691,6	2,284	0,05662	620,1	688,0	2,244
130	0,07122	642,5	713,7	2,340	0,05851	640,1	710,3	2,300
140	0,07338	662,8	736,2	2,395	0,06037	660,6	733,0	2,355
	p = 14,0 bar = 1,4 MPa (T_{sat} = 40,97°C)				p = 16,0 bar = 1,6 MPa (T_{sat} = 46,89°C)			
Sat.	0,03231	465,2	510,4	1,714	0,02790	470,4	515,0	1,710
50	0,03446	482,6	530,8	1,778	0,02861	476,7	522,5	1,733
60	0,03664	501,6	552,9	1,845	0,03075	496,6	545,8	1,804
70	0,03869	520,4	574,6	1,909	0,03270	516,2	568,5	1,871
80	0,04063	539,4	596,3	1,972	0,03453	535,7	590,9	1,935
90	0,04249	558,6	618,1	2,033	0,03626	555,2	613,2	1,997
100	0,04429	577,9	639,9	2,092	0,03792	574,8	635,5	2,058
110	0,04604	597,5	662,0	2,150	0,03952	594,7	657,9	2,117
120	0,04774	617,5	684,3	2,208	0,04107	614,8	680,5	2,176
130	0,04942	637,7	706,9	2,265	0,04259	635,3	703,4	2,233
140	0,05106	658,3	729,8	2,321	0,04407	656,0	726,5	2,290
150	0,05268	679,2	753,0	2,376	0,04553	677,1	749,9	2,346
160	0,05428	700,5	776,5	2,431	0,04696	698,5	773,6	2,401
	p = 18,0 bar = 1,8 MPa (T_{sat} = 52,30°C)				p = 20,0 bar = 2,0 MPa (T_{sat} = 57,27°C)			
Sat.	0,02441	474,9	518,8	1,705	0,02157	478,7	521,8	1,700
60	0,02606	491,1	538,0	1,763	0,02216	484,8	529,1	1,722
70	0,02798	511,4	561,8	1,834	0,02412	506,3	554,5	1,797
80	0,02974	531,6	585,1	1,901	0,02585	527,1	578,8	1,867
90	0,03138	551,5	608,0	1,965	0,02744	547,6	602,5	1,933
100	0,03293	571,5	630,8	2,027	0,02892	568,1	625,9	1,997
110	0,03443	591,7	653,7	2,087	0,03033	588,5	649,2	2,059
120	0,03586	612,1	676,6	2,146	0,03169	609,2	672,6	2,119
130	0,03726	632,7	699,8	2,204	0,03299	630,0	696,0	2,178
140	0,03863	653,6	723,1	2,262	0,03426	651,2	719,7	2,236
150	0,03996	674,8	746,7	2,318	0,03550	672,5	743,5	2,293
160	0,04127	696,3	770,6	2,374	0,03671	694,2	767,6	2,349
170	0,04256	718,2	794,8	2,429	0,03790	716,2	792,0	2,404
180	0,04383	740,4	819,3	2,484	0,03907	738,5	816,6	2,459

Propano

Tabela A-18 (Continuação)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 22,0 bar = 2,2 MPa (T_{sat} = 61,90°C)				p = 24,0 bar = 2,4 MPa (T_{sat} = 66,21°C)			
Sat.	0,01921	481,8	524,0	1,695	0,01721	484,3	525,6	1,688
70	0,02086	500,5	546,4	1,761	0,01802	493,7	536,9	1,722
80	0,02261	522,4	572,1	1,834	0,01984	517,0	564,6	1,801
90	0,02417	543,5	596,7	1,903	0,02141	539,0	590,4	1,873
100	0,02561	564,5	620,8	1,969	0,02283	560,6	615,4	1,941
110	0,02697	585,3	644,6	2,032	0,02414	581,9	639,8	2,006
120	0,02826	606,2	668,4	2,093	0,02538	603,2	664,1	2,068
130	0,02949	627,3	692,2	2,153	0,02656	624,6	688,3	2,129
140	0,03069	648,6	716,1	2,211	0,02770	646,0	712,5	2,188
150	0,03185	670,1	740,2	2,269	0,02880	667,8	736,9	2,247
160	0,03298	691,9	764,5	2,326	0,02986	689,7	761,4	2,304
170	0,03409	714,1	789,1	2,382	0,03091	711,9	786,1	2,360
180	0,03517	736,5	813,9	2,437	0,03193	734,5	811,1	2,416
	p = 26,0 bar = 2,6 MPa (T_{sat} = 70,27°C)				p = 30,0 bar = 3,0 MPa (T_{sat} = 77,72°C)			
Sat.	0,01549	486,2	526,5	1,681	0,01263	488,2	526,0	1,664
80	0,01742	511,0	556,3	1,767	0,01318	495,4	534,9	1,689
90	0,01903	534,2	583,7	1,844	0,01506	522,8	568,0	1,782
100	0,02045	556,4	609,6	1,914	0,01654	547,2	596,8	1,860
110	0,02174	578,3	634,8	1,981	0,01783	570,4	623,9	1,932
120	0,02294	600,0	659,6	2,045	0,01899	593,0	650,0	1,999
130	0,02408	621,6	684,2	2,106	0,02007	615,4	675,6	2,063
140	0,02516	643,4	708,8	2,167	0,02109	637,7	701,0	2,126
150	0,02621	665,3	733,4	2,226	0,02206	660,1	726,3	2,186
160	0,02723	687,4	758,2	2,283	0,02300	682,6	751,6	2,245
170	0,02821	709,9	783,2	2,340	0,02390	705,4	777,1	2,303
180	0,02918	732,5	808,4	2,397	0,02478	728,3	802,6	2,360
190	0,03012	755,5	833,8	2,452	0,02563	751,5	828,4	2,417
	p = 35,0 bar = 3,5 MPa (T_{sat} = 86,01°C)				p = 40,0 bar = 4,0 MPa (T_{sat} = 93,38°C)			
Sat.	0,00977	486,3	520,5	1,633	0,00715	474,7	503,3	1,574
90	0,01086	502,4	540,5	1,688				
100	0,01270	532,9	577,3	1,788	0,00940	512,1	549,7	1,700
110	0,01408	558,9	608,2	1,870	0,01110	544,7	589,1	1,804
120	0,01526	583,4	636,8	1,944	0,01237	572,1	621,6	1,887
130	0,01631	607,0	664,1	2,012	0,01344	597,4	651,2	1,962
140	0,01728	630,2	690,7	2,077	0,01439	621,9	679,5	2,031
150	0,01819	653,3	717,0	2,140	0,01527	645,9	707,0	2,097
160	0,01906	676,4	743,1	2,201	0,01609	669,7	734,1	2,160
170	0,01989	699,6	769,2	2,261	0,01687	693,4	760,9	2,222
180	0,02068	722,9	795,3	2,319	0,01761	717,3	787,7	2,281
190	0,02146	746,5	821,6	2,376	0,01833	741,2	814,5	2,340
200	0,02221	770,3	848,0	2,433	0,01902	765,3	841,4	2,397

Tabela A-19 **Propriedades de Sólidos e Líquidos Selecionados: c_p, ρ e κ**

Substância	Calor Específico, c_p (kJ/kg K)	Massa Específica, ρ (kg/m³)	Conduta Térmica, κ (W/m K)
Sólidos Selecionados, 300K			
Aço (AISI 302)	0,480	8060	15,1
Alumínio	0,903	2700	237
Areia	0,800	1520	0,27
Carvão, antracito	1,260	1350	0,26
Chumbo	0,129	11300	35,3
Cobre	0,385	8930	401
Estanho	0,227	7310	66,6
Ferro	0,447	7870	80,2
Granito	0,775	2630	2,79
Prata	0,235	10500	429
Solo	1,840	2050	0,52
Materias de Construção, 300K			
Concreto (mistura de brita)	0,880	2300	1,4
Madeira compensada	1,220	545	0,12
Madeiras leves (abeto, pinho)	1,380	510	0,12
Pedra calcária	0,810	2320	2,15
Placa de vidro	0,750	2500	1,4
Prancha para parede, divisória	1,170	640	0,094
Tijolo comum	0,835	1920	0,72
Materias de Isolamento, 300K			
Cortiça	1,800	120	0,039
Enchimento de vermiculite (flocos)	0,835	80	0,068
Forro para dutos (fibra de vidro, revestido)	0,835	32	0,038
Manta (fibra de vidro)	—	16	0,046
Poliestireno (extrudado)	1,210	55	0,027
Líquidos Saturados			
Água, 275K	4,211	999,9	0,574
300K	4,179	996,5	0,613
325K	4,182	987,1	0,645
350K	4,195	973,5	0,668
375K	4,220	956,8	0,681
400K	4,256	937,4	0,688
Amônia, 300K	4,818	599,8	0,465
Mercúrio, 300K	0,139	13529	8,540
Óleo de Motor Não-Utilizado, 300K	1,909	884,1	0,145
Refrigerante 22, 300K	1,267	1183,1	0,085
Refrigerante 134a, 300K	1,434	1199,7	0,081

Fonte: Estes dados foram retirados de várias fontes e são apenas representativos. Os valores podem ser outros, dependendo da temperatura, da pureza, do conteúdo de umidade e de outros fatores.

Tabela A-20 **Calores Específicos de Gases Ideais para Alguns Gases Usuais (kJ/kg K)**

Temp. K	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	Temp. K
	Ar			Nitrogênio, N_2			Oxigênio, O_2			
250	1,003	0,716	1,401	1,039	0,742	1,400	0,913	0,653	1,398	250
300	1,005	0,718	1,400	1,039	0,743	1.400	0,918	0,658	1,395	300
350	1,008	0,721	1,398	1,041	0,744	1,399	0,928	0,668	1,389	350
400	1,013	0,726	1,395	1,044	0,747	1,397	0,941	0,681	1,382	400
450	1,020	0,733	1,391	1,049	0,752	1,395	0,956	0,696	1,373	450
500	1,029	0,742	1,387	1,056	0,759	1,391	0,972	0.712	1,365	500
550	1,040	0,753	1,381	1,065	0,768	1,387	0,988	0,728	1,358	550
600	1,051	0,764	1,376	1,075	0,778	1,382	1,003	0,743	1,350	600
650	1,063	0,776	1,370	1,086	0,789	1,376	1,017	0,758	1,343	650
700	1,075	0,788	1,364	1,098	0,801	1,371	1,031	0,771	1,337	700
750	1,087	0,800	1,359	1,110	0,813	1,365	1,043	0,783	1,332	750
800	1,099	0,812	1,354	1,121	0,825	1,360	1,054	0,794	1,327	800
900	1,121	0,834	1,344	1,145	0,849	1,349	1,074	0,814	1,319	900
1000	1,142	0,855	1,336	1,167	0,870	1,341	1,090	0,830	1,313	1000
Temp. K	**Dióxido de Carbono, CO_2**			**Monóxido de Carbono, CO**			**Hidrogênio, H_2**			**Temp. K**
250	0,791	0,602	1,314	1,039	0,743	1,400	14,051	9,927	1,416	250
300	0,846	0,657	1,288	1.040	0,744	1,399	14,307	10,183	1,405	300
350	0,895	0,706	1,268	1,043	0,746	1,398	14,427	10,302	1,400	350
400	0,939	0,750	1,252	1,047	0,751	1,395	14,476	10,352	1,398	400
450	0,978	0,790	1,239	1,054	0,757	1,392	14,501	10,377	1,398	450
500	1,014	0,825	1,229	1,063	0,767	1,387	14,513	10,389	1,397	500
550	1,046	0,857	1,220	1,075	0,778	1,382	14,530	10,405	1,396	550
600	1,075	0.886	1,213	1,087	0,790	1,376	14,546	10,422	1,396	600
650	1,102	0,913	1,207	1,100	0,803	1,370	14,571	10,447	1,395	650
700	1,126	0,937	1,202	1,113	0,816	1,364	14,604	10,480	1,394	700
750	1,148	0,959	1.197	1,126	0,829	1,358	14,645	10,521	1,392	750
800	1,169	0,980	1,193	1,139	0,842	1,353	14,695	10.570	1,390	800
900	1,204	1,015	1,186	1,163	0,866	1,343	14,822	10,698	1,385	900
1000	1,234	1,045	1,181	1,185	0,888	1,335	14,983	10,859	1,380	1000

Fonte: Adaptado de K. Wark, *Thermodynamics*, 4ª ed., McGraw-Hill, New York, 1983, baseado em "Tables of Thermal Properties of Gases", NBS Circular 564, 1955.

Tabela A-21 **Variação de $\bar{c}_p$ com a Temperatura para Gases Ideais Selecionados**

$$\frac{\bar{c}_p}{\bar{R}} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4$$

T está em K, equações válidas entre 300 e 1000 K

Gás	α	$\beta \times 10^3$	$\gamma \times 10^6$	$\delta \times 10^9$	$\varepsilon \times 10^{12}$
CO	3,710	−1,619	3,692	−2,032	0,240
CO_2	2,401	8,735	−6,607	2,002	0
H_2	3,057	2,677	−5,810	5,521	−1,812
H_2O	4,070	−1,108	4,152	−2,964	0,807
O_2	3,626	−1,878	7,055	−6,764	2,156
N_2	3,675	−1,208	2,324	−0,632	−0,226
Ar	3,653	−1,337	3,294	−1,913	0,2763
SO_2	3,267	5,324	0,684	−5,281	2,559
CH_4	3,826	−3,979	24,558	−22,733	6,963
C_2H_2	1,410	19,057	−24,501	16,391	−4,135
C_2H_4	1,426	11,383	7,989	−16,254	6,749
Gases monoatômicos[a]	2,5	0	0	0	0

[a]Para gases monoatômicos, como He, Ne e Ar, $\bar{c}_p$ é aproximadamente constante ao longo de um grande intervalo de temperatura e é bem próximo de $5/2\ \bar{R}$

Fonte: Adaptado de K. Wark, *Thermodynamics*, 4.ª ed., McGraw-Hill, New York, 1983, baseado em NASA SP-273, U.S Government Printing Office, Washington, DC, 1971

Tabela A-21

Tabela A-22 **Propriedades do Ar como Gás Ideal**

T(K), h e u(kJ/kg), $s°$ (kJ/kg · K)

				quando $\Delta s = 0$[1]						quando $\Delta s = 0$	
T	h	u	$s°$	p_r	v_r	T	h	u	$s°$	p_r	v_r
200	199,97	142,56	1,29559	0,3363	1707,0	450	451,80	322,62	2,11161	5,775	223,6
210	209,97	149,69	1,34444	0,3987	1512,0	460	462,02	329,97	2,13407	6,245	211,4
220	219,97	156,82	1,39105	0,4690	1346,0	470	472,24	337,32	2,15604	6,742	200,1
230	230,02	164,00	1,43557	0,5477	1205,0	480	482,49	344,70	2,17760	7,268	189,5
240	240,02	171,13	1,47824	0,6355	1084,0	490	492,74	352,08	2,19876	7,824	179,7
250	250,05	178,28	1,51917	0,7329	979,0	500	503,02	359,49	2,21952	8,411	170,6
260	260,09	185,45	1,55848	0,8405	887,8	510	513,32	366,92	2,23993	9,031	162,1
270	270,11	192,60	1,59634	0,9590	808,0	520	523,63	374,36	2,25997	9,684	154,1
280	280,13	199,75	1,63279	1,0889	738,0	530	533,98	381,84	2,27967	10,37	146,7
285	285,14	203,33	1,65055	1,1584	706,1	540	544,35	389,34	2,29906	11,10	139,7
290	290,16	206,91	1,66802	1,2311	676,1	550	554,74	396,86	2,31809	11,86	133,1
295	295,17	210,49	1,68515	1,3068	647,9	560	565,17	404,42	2,33685	12,66	127,0
300	300,19	214,07	1,70203	1,3860	621,2	570	575,59	411,97	2,35531	13,50	121,2
305	305,22	217,67	1,71865	1,4686	596,0	580	586,04	419,55	2,37348	14,38	115,7
310	310,24	221,25	1,73498	1,5546	572,3	590	596,52	427,15	2,39140	15,31	110,6
315	315,27	224,85	1,75106	1,6442	549,8	600	607,02	434,78	2,40902	16,28	105,8
320	320,29	228,42	1,76690	1,7375	528,6	610	617,53	442,42	2,42644	17,30	101,2
325	325,31	232,02	1,78249	1,8345	508,4	620	628,07	450,09	2,44356	18,36	96,92
330	330,34	235,61	1,79783	1,9352	489,4	630	638,63	457,78	2,46048	19,84	92,84
340	340,42	242,82	1,82790	2,149	454,1	640	649,22	465,50	2,47716	20,64	88,99
350	350,49	250,02	1,85708	2,379	422,2	650	659,84	473,25	2,49364	21,86	85,34
360	360,58	257,24	1,88543	2,626	393,4	660	670,47	481,01	2,50985	23,13	81,89
370	370,67	264,46	1,91313	2,892	367,2	670	681,14	488,81	2,52589	24,46	78,61
380	380,77	271,69	1,94001	3,176	343,4	680	691,82	496,62	2,54175	25,85	75,50
390	390,88	278,93	1,96633	3,481	321,5	690	702,52	504,45	2,55731	27,29	72,56
400	400,98	286,16	1,99194	3,806	301,6	700	713,27	512,33	2,57277	28,80	69,76
410	411,12	293,43	2,01699	4,153	283,3	710	724,04	520,23	2,58810	30,38	67,07
420	421,26	300,69	2,04142	4,522	266,6	720	734,82	528,14	2,60319	32,02	64,53
430	431,43	307,99	2.06533	4,915	251,1	730	745,62	536,07	2,61803	33,72	62,13
440	441,61	315,30	2,08870	5,332	236,8	740	756,44	544,02	2,63280	35,50	59,82

1. Valores de p_r e v_r para uso nas Eqs. 6.41 e 6.42, respectivamente.

Tabela A-22

Tabela A-22 **(Continuação)**

T(K), h e u(kJ/kg), s° (kJ/kg · K)

T	h	u	s°	quando $\Delta s = 0$[1] p_r	v_r	T	h	u	s°	quando $\Delta s = 0$ p_r	v_r
750	767,29	551,99	2,64737	37,35	57,63	1300	1395,97	1022,82	3,27345	330,9	11,275
760	778,18	560,01	2,66176	39,27	55,54	1320	1419,76	1040,88	3,29160	352,5	10,747
770	789,11	568,07	2,67595	41,31	53,39	1340	1443,60	1058,94	3,30959	375,3	10,247
780	800,03	576,12	2,69013	43,35	51,64	1360	1467,49	1077,10	3,32724	399,1	9,780
790	810,99	584,21	2,70400	45,55	49,86	1380	1491,44	1095,26	3,34474	424,2	9,337
800	821,95	592,30	2,71787	47,75	48,08	1400	1515,42	1113,52	3,36200	450,5	8,919
820	843,98	608,59	2,74504	52,59	44,84	1420	1539,44	1131,77	3,37901	478,0	8,526
840	866,08	624,95	2,77170	57,60	41,85	1440	1563,51	1150,13	3,39586	506,9	8,153
860	888,27	641,40	2,79783	63,09	39,12	1460	1587,63	1168,49	3,41247	537,1	7,801
880	910,56	657,95	2,82344	68,98	36,61	1480	1611,79	1186,95	3,42892	568,8	7,468
900	932,93	674,58	2,84856	75,29	34,31	1500	1635,97	1205,41	3,44516	601,9	7,152
920	955,38	691,28	2,87324	82,05	32,18	1520	1660,23	1223,87	3,46120	636,5	6,854
940	977,92	708,08	2,89748	89,28	30,22	1540	1684,51	1242,43	3,47712	672,8	6,569
960	1000,55	725,02	2,92128	97,00	28,40	1560	1708,82	1260,99	3,49276	710,5	6,301
980	1023,25	741,98	2,94468	105,2	26,73	1580	1733,17	1279,65	3,50829	750,0	6,046
1000	1046,04	758,94	2,96770	114,0	25,17	1600	1757,57	1298,30	3,52364	791,2	5,804
1020	1068,89	776,10	2,99034	123,4	23,72	1620	1782,00	1316,96	3,53879	834,1	5,574
1040	1091,85	793,36	3,01260	133,3	22,39	1640	1806,46	1335,72	3,55381	878,9	5,355
1060	1114,86	810,62	3,03449	143,9	21,14	1660	1830,96	1354,48	3,56867	925,6	5,147
1080	1137,89	827,88	3,05608	155,2	19,98	1680	1855,50	1373,24	3,58335	974,2	4,949
1100	1161,07	845,33	3,07732	167,1	18,896	1700	1880,1	1392,7	3,5979	1025	4,761
1120	1184,28	862,79	3,09825	179,7	17,886	1750	1941,6	1439,8	3,6336	1161	4,328
1140	1207,57	880,35	3,11883	193,1	16,946	1800	2003,3	1487,2	3,6684	1310	3,944
1160	1230,92	897,91	3,13916	207,2	16,064	1850	2065,3	1534,9	3,7023	1475	3,601
1180	1254,34	915,57	3,15916	222,2	15,241	1900	2127,4	1582,6	3,7354	1655	3,295
1200	1277,79	933,33	3,17888	238,0	14,470	1950	2189,7	1630,6	3,7677	1852	3,022
1220	1301,31	951,09	3,19834	254,7	13,747	2000	2252,1	1678,7	3,7994	2068	2,776
1240	1324,93	968,95	3,21751	272,3	13,069	2050	2314,6	1726,8	3,8303	2303	2,555
1260	1348,55	986,90	3,23638	290,8	12,435	2100	2377,4	1775,3	3,8605	2559	2,356
1280	1372,24	1004,76	3,25510	310,4	11,835	2150	2440,3	1823,8	3,8901	2837	2,175
						2200	2503,2	1872,4	3,9191	3138	2,012
						2250	2566,4	1921,3	3,9474	3464	1,864

Fonte: A Tabela A.22 é baseada em J. H. Keenan e J. Kaye, *Gas Tables*, Wiley, New York, 1945.

Tabela A-23 **Propriedades de Gases Selecionados Tomados como Gases Ideais**

Entalpia $\bar{h}(T)$ e energia interna $\bar{u}(T)$, em kJ/kmol. Entropia absoluta a 1 atm $\bar{s}^\circ(T)$, em kJ/kmol · K.

T(K)	Dióxido de Carbono, CO_2 ($\bar{h}_f^\circ = -393.520$ kJ/kmol) $\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	Monóxido de Carbono, CO ($\bar{h}_f^\circ = -110.530$ kJ/kmol) $\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	Vapor d'Água, H_2O ($\bar{h}_f^\circ = -241.820$ kJ/kmol) $\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	Oxigênio, O_2 ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol) $\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	Nitrogênio, N_2 ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol) $\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	T(K)
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
220	6.601	4.772	202,966	6.391	4.562	188,683	7.295	5.466	178,576	6.404	4.575	196,171	6.391	4.562	182,638	220
230	6.938	5.026	204,464	6.683	4.771	189,980	7.628	5.715	180,054	6.694	4.782	197,461	6.683	4.770	183,938	230
240	7.280	5.285	205,920	6.975	4.979	191,221	7.961	5.965	181,471	6.984	4.989	198,696	6.975	4.979	185,180	240
250	7.627	5.548	207,337	7.266	5.188	192,411	8.294	6.215	182,831	7.275	5.197	199,885	7.266	5.188	186,370	250
260	7.979	5.817	208,717	7.558	5.396	193,554	8.627	6.466	184,139	7.566	5.405	201,027	7.558	5.396	187,514	260
270	8.335	6.091	210,062	7.849	5.604	194,654	8.961	6.716	185,399	7.858	5.613	202,128	7.849	5.604	188,614	270
280	8.697	6.369	211,376	8.140	5.812	195,173	9.296	6.968	186,616	8.150	5.822	203,191	8.141	5.813	189,673	280
290	9.063	6.651	212,660	8.432	6.020	196,735	9.631	7.219	187,791	8.443	6.032	204,218	8.432	6.021	190,695	290
298	9.364	6.885	213,685	8.669	6.190	197,543	9.904	7.425	188,720	8.682	6.203	205,033	8.669	6.190	191,502	298
300	9.431	6.939	213,915	8.723	6.229	197,723	9.966	7.472	188,928	8.736	6.242	205,213	8.723	6.229	191,682	300
310	9.807	7.230	215,146	9.014	6.437	198,678	10.302	7.725	190,030	9.030	6.453	206,177	9.014	6.437	192,638	310
320	10.186	7.526	216,351	9.306	6.645	199,603	10.639	7.978	191,098	9.325	6.664	207,112	9.306	6.645	193,562	320
330	10.570	7.826	217,534	9.597	6.854	200,500	10.976	8.232	192,136	9.620	6.877	208,020	9.597	6.853	194,459	330
340	10.959	8.131	218,694	9.889	7.062	201,371	11.314	8.487	193,144	9.916	7.090	208,904	9.888	7.061	195,328	340
350	11.351	8.439	219,831	10.181	7.271	202,217	11.652	8.742	194,125	10.213	7.303	209,765	10.180	7.270	196,173	350
360	11.748	8.752	220,948	10.473	7.480	203,040	11.992	8.998	195,081	10.511	7.518	210,604	10.471	7.478	196,995	360
370	12.148	9.068	222,044	10.765	7.689	203,842	12.331	9.255	196,012	10.809	7.733	211,423	10.763	7.687	197,794	370
380	12.552	9.392	223,122	11.058	7.899	204,622	12.672	9.513	196,920	11.109	7.949	212,222	11.055	7.895	198,572	380
390	12.960	9.718	224,182	11.351	8.108	205,383	13.014	9.771	197,807	11.409	8.166	213,002	11.347	8.104	199,331	390
400	13.372	10.046	225,225	11.644	8.319	206,125	13.356	10.030	198,673	11.711	8.384	213,765	11.640	8.314	200,071	400
410	13.787	10.378	226,250	11.938	8.529	206,850	13.699	10.290	199,521	12.012	8.603	214,510	11.932	8.523	200,794	410
420	14.206	10.714	227,258	12.232	8.740	207,549	14.043	10.551	200,350	12.314	8.822	215,241	12.225	8.733	201,499	420
430	14.628	11.053	228,252	12.526	8.951	208,252	14.388	10.813	201,160	12.618	9.043	215,955	12.518	8.943	202,189	430
440	15.054	11.393	229,230	12.821	9.163	208,929	14.734	11.075	201,955	12.923	9.264	216,656	12.811	9.153	202,863	440
450	15.483	11.742	230,194	13.116	9.375	209,593	15.080	11.339	202,734	13.228	9.487	217,342	13.105	9.363	203,523	450
460	15.916	12.091	231,144	13.412	9.587	210,243	15.428	11.603	203,497	13.535	9.710	218,016	13.399	9.574	204,170	460
470	16.351	12.444	232,080	13.708	9.800	210,880	15.777	11.869	204,247	13.842	9.935	218,676	13.693	9.786	204,803	470
480	16.791	12.800	233,004	14.005	10.014	211,504	16.126	12.135	204,982	14.151	10.160	219,326	13.988	9.997	205,424	480
490	17.232	13.158	233,916	14.302	10.228	212,117	16.477	12.403	205,705	14.460	10.386	219,963	14.285	10.210	206,033	490
500	17.678	13.521	234,814	14.600	10.443	212,719	16.828	12.671	206,413	14.770	10.614	220,589	14.581	10.423	206,630	500
510	18.126	13.885	235,700	14.898	10.658	213,310	17.181	12.940	207,112	15.082	10.842	221,206	14.876	10.635	207,216	510
520	18.576	14.253	236,575	15.197	10.874	213,890	17.534	13.211	207,799	15.395	11.071	221,812	15.172	10.848	207,792	520
530	19.029	14.622	237,439	15.497	11.090	214,460	17.889	13.482	208,475	15.708	11.301	222,409	15.469	11.062	208,358	530
540	19.485	14.996	238,292	15.797	11.307	215,020	18.245	13.755	209,139	16.022	11.533	222,997	15.766	11.277	208,914	540
550	19.945	15.372	239,135	16.097	11.524	215,572	18.601	14.028	209,795	16.338	11.765	223,576	16.064	11.492	209,461	550
560	20.407	15.751	239,962	16.399	11.743	216,115	18.959	14.303	210,440	16.654	11.998	224,146	16.363	11.707	209,999	560
570	20.870	16.131	240,789	16.701	11.961	216,649	19.318	14.579	211,075	16.971	12.232	224,708	16.662	11.923	210,528	570
580	21.337	16.515	241,602	17.003	12.181	217,175	19.678	14.856	211,702	17.290	12.467	225,262	16.962	12.139	211,049	580
590	21.807	16.902	242,405	17.307	12.401	217,693	20.039	15.134	212,320	17.609	12.703	225,808	17.262	12.356	211,562	590

Tabela A-23

Tabela A-23 (Continuação)

$\bar{h}$ e $\bar{u}$ em kJ/kmol, $\bar{s}°$ em kJ/kmol · K

T(K)	Dióxido de Carbono, CO_2 ($\bar{h}_f^\circ$ = −393.520 kJ/kmol)			Monóxido de Carbono, CO ($\bar{h}_f^\circ$ = −110.530 kJ/kmol)			Vapor d'Água, H_2O ($\bar{h}_f^\circ$ = −241 820 kJ/kmol)			Oxigênio, O_2 ($\bar{h}_f^\circ$ = 0 kJ/kmol)			Nitrogênio, N_2 ($\bar{h}_f^\circ$ = 0 kJ/kmol)			T(K)
	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	
600	22.280	17.291	243,199	17.611	12.622	218,204	20.402	15.413	212,920	17.929	12.940	226,346	17.563	12.574	212,066	600
610	22.754	17.683	243,983	17.915	12.843	218,708	20.765	15.693	213,529	18.250	13.178	226,877	17.864	12.792	212,564	610
620	23.231	18.076	244,758	18.221	13.066	219,205	21 130	15.975	214,122	18.572	13.417	227,400	18.166	13.011	213,055	620
630	23.709	18.471	245,524	18.527	13.289	219,695	21.495	16.257	214,707	18.895	13.657	227,918	18.468	13.230	213,541	630
640	24.190	18.869	246,282	18.833	13.512	220,179	21.862	16.541	215,285	19.219	13.898	228,429	18.772	13.450	214,018	640
650	24.674	19.270	247,032	19.141	13.736	220,656	22.230	16.826	215,856	19.544	14.140	228,932	19.075	13.671	214,489	650
660	25.160	19.672	247,773	19.449	13.962	221,127	22.600	17.112	216,419	19.870	14.383	229,430	19.380	13.892	214,954	660
670	25.648	20.078	248,507	19.758	14.187	221,592	22.970	17.399	216,976	20.197	14.626	229,920	19.685	14.114	215,413	670
680	26.138	20.484	249,233	20.068	14.414	222,052	23.342	17.688	217,527	20.524	14.871	230,405	19.991	14.337	215,866	680
690	26.631	20.894	249,952	20.378	14.641	222,505	23.714	17.978	218,071	20.854	15.116	230,885	20.297	14.560	216,314	690
700	27.125	21.305	250,663	20.690	14.870	222,953	24.088	18.268	218,610	21.184	15.364	231,358	20.604	14.784	216,756	700
710	27.622	21.719	251,368	21.002	15.099	223,396	24.464	18.561	219,142	21.514	15.611	231,827	20.912	15.008	217,192	710
720	28.121	22.134	252,065	21.315	15.328	223,833	24.840	18.854	219,668	21.845	15.859	232,291	21.220	15.234	217,624	720
730	28.622	22.552	252,755	21.628	15.558	224,265	25.218	19.148	220,189	22.177	16.107	232,748	21.529	15.460	218,059	730
740	29.124	22.972	253,439	21.943	15.789	224,692	25.597	19.444	220,707	22.510	16.357	233,201	21.839	15.686	218,472	740
750	29.629	23.393	254,117	22.258	16.022	225,115	25.977	19.741	221,215	22.844	16.607	233,649	22.149	15.913	218,889	750
760	30.135	23.817	254,787	22.573	16.255	225,533	26.358	20.039	221,720	23.178	16.859	234,091	22.460	16.141	219,301	760
770	30.644	24.242	255,452	22.890	16.488	225,947	26.741	20.339	222,221	23.513	17.111	234,528	22.772	16.370	219,709	770
780	31.154	24.669	256,110	23.208	16.723	226,357	27.125	20.639	222,717	23.850	17.364	234,960	23.085	16.599	220,113	780
790	31.665	25.097	256,762	23.526	16.957	226,762	27.510	20.941	223,207	24.186	17.618	235,387	23.398	16.830	220,512	790
800	32.179	25.527	257,408	23.844	17.193	227,162	27.896	21.245	223,693	24.523	17.872	235,810	23.714	17.061	220,907	800
810	32.694	25.959	258,048	24.164	17.429	227,559	28.284	21.549	224,174	24.861	18.126	236,230	24.027	17.292	221,298	810
820	33.212	26.394	258,682	24.483	17.665	227,952	28.672	21.855	224,651	25.199	18.382	236,644	24.342	17.524	221,684	820
830	33.730	26.829	259,311	24.803	17.902	228,339	29.062	22.162	225,123	25.537	18.637	237,055	24.658	17.757	222,067	830
840	34.251	27.267	259,934	25.124	18.140	228,724	29.454	22.470	225,592	25.877	18.893	237,462	24.974	17.990	222,447	840
850	34.773	27.706	260,551	25.446	18.379	229,106	29.846	22.779	226,057	26.218	19.150	237,864	25.292	18.224	222,822	850
860	35.296	28.125	261,164	25.768	18.617	229,482	30.240	23.090	226,517	26.559	19.408	238,264	25.610	18.459	223,194	860
870	35.821	28.588	261,770	26.091	18.858	229,856	30.635	23.402	226,973	26.899	19.666	238,660	25.928	18.695	223,562	870
880	36.347	29.031	262,371	26.415	19.099	230,227	31.032	23.715	227,426	27.242	19.925	239,051	26.248	18.931	223,927	880
890	36.876	29.476	262,968	26.740	19.341	230,593	31.429	24.029	227,875	27.584	20.185	239,439	26.568	19.168	224,288	890
900	37.405	29.922	263,559	27.066	19.583	230,957	31.828	24.345	228,321	27.928	20.445	239,823	26.890	19.407	224,647	900
910	37.935	30.369	264,146	27.392	19.826	231,317	32.228	24.662	228,763	28.272	20.706	240,203	27.210	19.644	225,002	910
920	38.467	30.818	264,728	27.719	20.070	231,674	32.629	24.980	229,202	28.616	20.967	240,580	27.532	19.883	225,353	920
930	39.000	31.268	265,304	28.046	20.314	232,028	33.032	25.300	229,637	28.960	21.228	240,953	27.854	20.122	225,701	930
940	39.535	31.719	265,877	28.375	20.559	232,379	33.436	25.621	230,070	29.306	21.491	241,323	28.178	20.362	226,047	940
950	40.070	32.171	266,444	28.703	20.805	232,727	33.841	25.943	230,499	29.652	21.754	241,689	28.501	20.603	226,389	950
960	40.607	32.625	267,007	29.033	21.051	233,072	34.247	26.265	230,924	29.999	22.017	242,052	28.826	20.844	226,728	960
970	41.145	33.081	267,566	29.362	21.298	233,413	34.653	26.588	231,347	30.345	22.280	242,411	29.151	21.086	227,064	970
980	41.685	33.537	268,119	29.693	21.545	233,752	35.061	26.913	231,767	30.692	22.544	242,768	29.476	21.328	227,398	980
990	42.226	33.995	268,670	30.024	21.793	234,088	35.472	27.240	232,184	31.041	22.809	243,120	29.803	21.571	227,728	990

Tabela A-23 (Continuação)

$\bar{h}$ e $\bar{u}$ em kJ/kmol, $\bar{s}°$ em kJ/kmol · K

T(K)	Dióxido de Carbono, CO_2 ($\bar{h}_f^\circ$ = −393.520 kJ/kmol)			Monóxido de Carbono, CO ($\bar{h}_f^\circ$ = −110 530 kJ/kmol)			Vapor d'Água, H_2O ($\bar{h}_f^\circ$ = −241.820 kJ/kmol)			Oxigênio, O_2 ($\bar{h}_f^\circ$ = 0 kJ/kmol)			Nitrogênio, N_2 ($\bar{h}_f^\circ$ = 0 kJ/kmol)			T(K)
	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	
1000	42.769	34.455	269,215	30.355	22.041	234,421	35.882	27.568	232,597	31.389	23.075	243,471	30.129	21 815	228,057	1000
1020	43.859	35.378	270,293	31.020	22.540	235,079	36.709	28.228	233,415	32.088	23.607	244,164	30.784	22.304	228,706	1020
1040	44.953	36.306	271,354	31 688	23.041	235,728	37.542	28.895	234,223	32.789	24.142	244,844	31.442	22.795	229,344	1040
1060	46.051	37.238	272,400	32.357	23.544	236,364	38.380	29.567	235,020	33.490	24.677	245,513	32.101	23.288	229,973	1060
1080	47.153	38.174	273,430	33.029	24.049	236,992	39.223	30.243	235,806	34.194	25.214	246,171	32.762	23.782	230,591	1080
1100	48.258	39.112	274,445	33.702	24.557	237,609	40.071	30.925	236,584	34.899	25.753	246,818	33.426	24.280	231,199	1100
1120	49.369	40.057	275,444	34.377	25.065	238,217	40.923	31.611	237,352	35.606	26.294	247,454	34.092	24.780	231,799	1120
1140	50.484	41.006	276,430	35.054	25.575	238,817	41.780	32.301	238,110	36.314	26.836	248,081	34 760	25.282	232,391	1140
1160	51.602	41.957	277,403	35.733	26.088	239,407	42.642	32.997	238,859	37.023	27.379	248,698	35.430	25.786	232,973	1160
1180	52.724	42.913	278,362	36.406	26.602	239,989	43.509	33.698	239,600	37.734	27.923	249,307	36.104	26.291	233,549	1180
1200	53.848	43.871	279,307	37.095	27.118	240,663	44.380	34 403	240,333	38.447	28.469	249,906	36.777	26.799	234,115	1200
1220	54.977	44.834	280,238	37.780	27.637	241,128	45.256	35.112	241,057	39.162	29.018	250,497	37.452	27.308	234,673	1220
1240	56.108	45.799	281,158	38.466	28.426	241,686	46.137	35.827	241,773	39.877	29.568	251,079	38.129	27.819	235,223	1240
1260	57.244	46.768	282,066	39.154	28.678	242,236	47.022	36.546	242,482	40.594	30.118	251,653	38.807	28.331	235,766	1260
1280	58.381	47.739	282,962	39.884	29.201	242,780	47.912	37.270	243,183	41.312	30.670	252,219	39.488	28.845	236,302	1280
1300	59.522	48.713	283,847	40.534	29.725	243,316	48.807	38.000	243,877	42.033	31.224	252,776	40.170	29.361	236,831	1300
1320	60.666	49.691	284,722	41.266	30.251	243,844	49.707	38.732	244,564	42.753	31.778	253,325	40.853	29.878	237,353	1320
1340	61.813	50.672	285,586	41.919	30.778	244,366	50.612	39.470	245,243	43.475	32.334	253,868	41.539	30.398	237,867	1340
1360	62.963	51.656	286,439	42.613	31.306	244,880	51.521	40.213	245,915	44.198	32.891	254,404	42.227	30.919	238,376	1360
1380	64.116	52.643	287,283	43.309	31.836	245,388	52.434	40.960	246,582	44.923	33.449	254,932	42.915	31.441	238,878	1380
1400	65.271	53.631	288,106	44.007	32.367	245,889	53.351	41.711	247,241	45.648	34.008	255,454	43.605	31.964	239,375	1400
1420	66.427	54.621	288,934	44.707	32.900	246,385	54.273	42.466	247,895	46.374	34.567	255,968	44.295	32.489	239,865	1420
1440	67.586	55.614	289,743	45.408	33.434	246,876	55.198	43.226	248,543	47.102	35.129	256,475	44.988	33.014	240,350	1440
1460	68.748	56.609	290,542	46.110	33.971	247,360	56.128	43.989	249,185	47.831	35.692	256,978	45.682	33.543	240,827	1460
1480	69.911	57.606	291,333	46.813	34.508	247,839	57.062	44.756	249,820	48.561	36.256	257,474	46.377	34.071	241,301	1480
1500	71.078	58.606	292,114	47.517	35.046	248,312	57.999	45.528	250,450	49.292	36.821	257,965	47.073	34.601	241,768	1500
1520	72.246	59.609	292,888	48.222	35.584	248,778	58.942	46.304	251,074	50.024	37.387	258,450	47.771	35 133	242,228	1520
1540	73.417	60.613	292,654	48.928	36.124	249,240	59.888	47.084	251,693	50.756	37.952	258,928	48.470	35.665	242,685	1540
1560	74.590	61.620	294,411	49.635	36.665	249,695	60.838	47.868	252,305	51.490	38.520	259,402	49.168	36.197	243,137	1560
1580	76.767	62.630	295,161	50.344	37.207	250,147	61.792	48.655	252,912	52.224	39.088	259,870	49.869	36.732	243,585	1580
1600	76.944	63.741	295,901	51.053	37.750	250,592	62.748	49.445	253,513	52.961	39.658	260,333	50.571	37.268	244,028	1600
1620	78.123	64.653	296,632	51.763	38.293	251,033	63.709	52.240	254,111	53.696	40.227	260,791	51.275	37.806	244,464	1620
1640	79.303	65.668	297,356	52.472	38.837	251,470	64.675	51.039	254,703	54.434	40.799	261,242	51.980	38.344	244,896	1640
1660	80.486	66.592	298,072	53.184	39.382	251,901	65.643	51.841	255,290	55.172	41.370	261,690	52.686	38.884	245,324	1660
1680	81.670	67.702	298,781	53.895	39.927	252,329	66.614	52.646	255,873	55.912	41.944	262,132	53.393	39.424	245,747	1680
1700	82.856	68.721	299,482	54.609	40.474	252,751	67.589	53.455	256,450	56.652	42.517	262,571	54.099	39.965	246,166	1700
1720	84.043	69.742	300,177	55.323	41.023	253,169	68.567	54.267	257,022	57.394	43.093	263,005	54.807	40.507	246,580	1720
1740	85.231	70.764	300,863	56.039	41.572	253,582	69.550	55.083	257,589	58.136	43.669	263,435	55.516	41.049	246,990	1740

Tabela A-23 (Continuação)

$\bar{h}$ e $\bar{u}$ em kJ/kmol, $\bar{s}^\circ$ em kJ/kmol · K

	Dióxido de Carbono, CO_2 ($\bar{h}_f^\circ$ = −393.520 kJ/kmol)			Monóxido de Carbono, CO ($\bar{h}_f^\circ$ = −110.530 kJ/kmol)			Vapor d'Água, H_2O ($\bar{h}_f^\circ$ = −241.820 kJ/kmol)			Oxigênio, O_2 ($\bar{h}_f^\circ$ = 0 kJ/kmol)			Nitrogênio, N_2 ($\bar{h}_f^\circ$ = 0 kJ/kmol)			
T(K)	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	T(K)
1760	86.420	71.787	301,543	56.756	42.123	253,991	70.535	55.902	258,151	58.800	44.247	263,861	56.227	41.594	247,396	1760
1780	87.612	72.812	302,271	57.473	42.673	254,398	71.523	56.723	258,708	59.624	44.825	264,283	56.938	42.139	247,798	1780
1800	88.806	73.840	302,884	58.191	43.225	254,797	72.513	57.547	259,262	60.371	45.405	264,701	57.651	42.685	248,195	1800
1820	90.000	74.868	303,544	58.910	43.778	255,194	73.507	58.375	259,811	61.118	45.986	265,113	58.363	43.231	248,589	1820
1840	91.196	75.897	304,198	59.629	44.331	255,587	74.506	59.207	260,357	61.866	46.568	265,521	59.075	43.777	248,979	1840
1860	92.394	76.929	304,845	60.351	44.886	255,976	75.506	60.042	260,898	62.616	47.151	265,925	59.790	44.324	249,365	1860
1880	93.593	77.962	305.487	61.072	45.441	256,361	76.511	60.880	261,436	63.365	47.734	266,326	60.504	44.873	249.748	1880
1900	94.793	78.996	306,122	61.794	45.997	256,743	77.517	61.720	261,969	64.116	48.319	266,722	61.220	45.423	250,128	1900
1920	95 995	80.031	306,751	62.516	46.552	257,122	78.527	62.564	262,497	64.868	48.904	267,115	61.936	45.973	250,502	1920
1940	97.197	81.067	307,374	63.238	47.108	257,497	79.540	63.411	263,022	65.620	49.490	267,505	62.654	46.524	250,874	1940
1960	98.401	82.105	307,992	63.961	47.665	257,868	80.555	64.259	263,542	66.374	50.078	267,891	63.381	47.075	251,242	1960
1980	99.606	83.144	308,604	64.684	48.221	258,236	81.573	65.111	264,059	67.127	50.665	268,275	64.090	47.627	251,607	1980
2000	100.804	84.185	309,210	65.408	48.780	258,600	82.593	65.965	264,571	67.881	51.253	268,655	64.810	48.181	251,969	2000
2050	103.835	86.791	310,701	67.224	50.179	259,494	85.156	68.111	265,838	69.772	52.727	269,588	66.612	49.567	252,858	2050
2100	106.864	89.404	312,160	69.044	51.584	260,370	87.735	70.275	267,081	71.668	54.208	270,504	68.417	50.957	253,726	2100
2150	109 898	92.023	313,589	70.864	52.988	261,226	90.330	72.454	268,301	73.573	55.697	271,399	70.226	52.351	254,578	2150
2200	112.939	94.648	314,988	72.688	54.396	262,065	92.940	74.649	269,500	75.484	57.192	272,278	72.040	53.749	255,412	2200
2250	115 984	97.277	316,356	74.516	55.809	262,887	95.562	76.855	270,679	77.397	58.690	273,136	73.856	55.149	256,227	2250
2300	119.035	99 912	317,695	76.345	57.222	263,692	98.199	79.076	271,839	79.316	60.193	273,981	75.676	56.553	257,027	2300
2350	122.091	102.552	319,011	78.178	58.640	264,480	100.846	81.308	272,978	81.243	61.704	274,809	77.496	57.958	257,810	2350
2400	125.152	105.197	320,302	80.015	60.060	265,253	103.508	83.553	274,098	83.174	63.219	275,625	79.320	59.366	258,580	2400
2450	128.219	107.849	321,566	81.852	61.482	266,012	106.183	85.811	275,201	85.112	64.742	276,424	81.149	60.779	259,332	2450
2500	131.290	110.504	322,808	83.692	62.906	266,755	108.868	88.082	276,286	87.057	66.271	277,207	82.981	62.195	260,073	2500
2550	134.368	113.166	324,026	85.537	64.335	267,485	111.565	90.364	277,354	89.004	67.802	277,979	84.814	63.613	260,799	2550
2600	137.449	115.832	325,222	87.383	65.766	268.202	114.273	92.656	278,407	90.956	69.339	278,738	86.650	65.033	261,512	2600
2650	140.533	118.500	326.396	89.230	67.197	268,905	116.991	94.958	279,441	92.916	70.883	279,485	88.488	66.455	262,213	2650
2700	143 620	121 172	327,549	91.077	68.628	269,596	119.717	97.269	280,462	94.881	72.433	280,219	90.328	67.880	262,902	2700
2750	146.713	123 849	328,684	92.930	70.066	270,285	122.453	99.588	281,464	96.852	73.987	280,942	92.171	69.306	263,577	2750
2800	149.808	126 528	329.800	94.784	71.504	270,943	125.198	101.917	282,453	98.826	75.546	281,654	94.014	70.734	264,241	2800
2850	152.908	129.212	330,896	96.639	72.945	271,602	127.952	104.256	283,429	100.808	77.112	282,357	95.859	72 163	264,895	2850
2900	156.009	131.898	331,975	98.495	74.383	272,249	130.717	106.605	284,390	102.793	78.682	283,048	97.705	73.593	265,538	2900
2950	159.117	134.589	333,037	100.352	75.825	272,884	133.486	108.959	285,338	104.785	80.258	283,728	99.556	75.028	266,170	2950
3000	162.226	137.283	334,084	102.210	77.267	273,508	136.264	111.321	286,273	106.780	81.837	284,399	101.407	76.464	266,793	3000
3050	165.341	139.982	335,114	104.073	78.715	274,123	139.051	113.692	287,194	108.778	83.419	285,060	103.260	77.902	267,404	3050
3100	168.456	142.681	336.126	105.939	80.164	274,730	141.846	116.072	288,102	110.784	85.009	285,713	105.115	79.341	268,007	3100
3150	171.576	145 385	337,124	107.802	81.612	275,326	144.648	118.458	288,999	112.795	86.601	286,355	106.972	80.782	268,601	3150
3200	174 695	148.089	338.109	109.667	83.061	275.914	147.457	120.851	289,884	114.809	88.203	286,989	108.830	82.224	269,186	3200
3250	177.822	150.801	339.069	111.534	84.513	276,494	150.272	123.250	290,756	116.827	89.804	287,614	110.690	83.668	269,763	3250

Fonte: A Tabela A-23 é baseada em JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

Tabela A-24 Constantes para as Equações de Estado de van der Waals, de Redlich-Kwong e de Benedict-Webb-Rubin

1. van der Waals e Redlich-Kwong: Constantes para a pressão em bar, volume específico em m^3/kmol e temperatura em K

	van der Waals		Redlich–Kwong	
Substância	a $\text{bar}\left(\frac{m^3}{kmol}\right)^2$	b $\frac{m^3}{kmol}$	a $\text{bar}\left(\frac{m^3}{kmol}\right)^2 K^{1/2}$	b $\frac{m^3}{kmol}$
Água (H_2O)	5,531	0,0305	142,59	0,02111
Ar	1,368	0,0367	15,989	0,02541
Butano (C_4H_{10})	13,86	0,1162	289,55	0,08060
Dióxido de carbono (CO_2)	3,647	0,0428	64,43	0,02963
Dióxido de enxofre (SO_2)	6,883	0,0569	144,80	0,03945
Metano (CH_4)	2,293	0,0428	32,11	0,02965
Monóxido de carbono (CO)	1,474	0,0395	17,22	0,02737
Nitrogênio (N_2)	1,366	0,0386	15,53	0,02677
Oxigênio (O_2)	1,369	0,0317	17,22	0,02197
Propano (C_3H_8)	9,349	0,0901	182,23	0,06242
Refrigerante 12	10,49	0,0971	208,59	0,06731

Fonte: Calculado a partir de dados críticos.

2. Benedict-Webb-Rubin: Constantes para pressão em bar, volume específico em m^3/kmol e temperatura em K

Substância	a	A	b	B	c	C	α	γ
C_4H_{10}	1,9073	10,218	0,039998	0,12436	$3{,}206 \times 10^5$	$1{,}006 \times 10^6$	$1{,}101 \times 10^{-3}$	0,0340
CO_2	0,1386	2,7737	0,007210	0,04991	$1{,}512 \times 10^4$	$1{,}404 \times 10^5$	$8{,}47 \times 10^{-5}$	0,00539
CO	0,0371	1,3590	0,002632	0,05454	$1{,}054 \times 10^3$	$8{,}676 \times 10^3$	$1{,}350 \times 10^{-4}$	0,0060
CH_4	0,0501	1,8796	0,003380	0,04260	$2{,}579 \times 10^3$	$2{,}287 \times 10^4$	$1{,}244 \times 10^{-4}$	0,0060
N_2	0,0254	1,0676	0,002328	0,04074	$7{,}381 \times 10^2$	$8{,}166 \times 10^3$	$1{,}272 \times 10^{-4}$	0,0053

Fonte: H. W. Cooper e J. C. Goldfrank, *Hydrocarbon Processing*, 46 (12): 141 (1967).

Tabela A-25 **Propriedades Termoquimicas a 298 K e 1 atm de Substâncias Selecionadas**

Substância	Fórmula	Massa Molar, M (kg/kmol)	Entalpia de Formação, $\bar{h}_f^\circ$ (kJ/kmol)	Função de Gibbs, de Formação $\bar{g}_f^\circ$ (kJ/kmol)	Entropia Absoluta, $\bar{s}^\circ$ (kJ/kmol K)	Poder Calorífico Superior, PCS (kJ/kg)	Poder Calorífico Inferior, PCI (kJ/kg)
Carbono	$C(s)$	12,01	0	0	5,74	32.770	32.770
Hidrogênio	$H_2(g)$	2,016	0	0	130,57	141.780	119.950
Nitrogênio	$N_2(g)$	28,01	0	0	191,50	—	—
Oxigênio	$O_2(g)$	32,00	0	0	205,03	—	—
Água	$H_2O(g)$	18,02	−241.820	−228 590	188.72	—	—
Água	$H_2O(l)$	18,02	−285.830	−237 180	69.95	—	—
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	44,01	−393.520	−394.380	213,69	—	—
Monóxido de carbono	$CO(g)$	28,01	−110.530	−137.150	197,54	—	—
Peróxido de hidrogênio	$H_2O_2(g)$	34,02	−136.310	−105.600	232,63	—	—
Amônia	$NH_3(g)$	17,03	−46.190	−16.590	192,33	—	—
Oxigênio	$O(g)$	16,00	249.170	231.770	160,95	—	—
Hidrogênio	$H(g)$	1,008	218.000	203.290	114,61	—	—
Nitrogênio	$N(g)$	14,01	472.680	455.510	153,19	—	—
Hidroxila	$OH(g)$	17,01	39.460	34.280	183,75	—	—
Metano	$CH_4(g)$	16.04	−74.850	−50.790	186,16	55.510	50.020
Acetileno	$C_2H_2(g)$	26.04	226.730	209 170	200.85	49.910	48.220
Etileno	$C_2H_4(g)$	28,05	52.280	68.120	219,83	50.300	47.160
Etano	$C_2H_6(g)$	30,07	−84.680	−32 890	229,49	51.870	47.480
Propileno	$C_3H_6(g)$	42,08	20.410	62.720	266,94	48.920	45.780
Propano	$C_3H_8(g)$	44,09	−103.850	−23.490	269,91	50.350	46.360
Butano	$C_4H_{10}(g)$	58,12	−126.150	−15.710	310,03	49.500	45.720
Pentano	$C_5H_{12}(g)$	72,15	−146.440	−8.200	348,40	49.010	45 350
Octano	$C_8H_{18}(g)$	114,22	−208.450	17.320	463,67	48.260	44.790
Octano	$C_8H_{18}(l)$	114,22	−249.910	6.610	360,79	47.900	44.430
Benzeno	$C_6H_6(g)$	78,11	82.930	129.660	269,20	42.270	40.580
Álcool metílico	$CH_3OH(g)$	32,04	−200.890	−162.140	239,70	23.850	21.110
Álcool metílico	$CH_3OH(l)$	32,04	−238.810	−166.290	126,80	22.670	19.920
Álcool etílico	$C_2H_5OH(g)$	46,07	−235.310	−168.570	282,59	30.590	27.720
Álcool etílico	$C_2H_5OH(l)$	46,07	−277.690	174.890	160,70	29.670	26.800

Fonte. Baseado em JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971; *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Tech. Note 270-3, 1968; e *API Research Project 44*, Carnegie Press, 1953. Valores para poder calorífico calculados.

Tabela A-26 **Exergia Quimica Padrão Molar, $\bar{e}^{ch}$ (kJ/kmol) a 298 K e p_0 de Substâncias Selecionadas**

Substância	Fórmula	Modelo I[a]	Modelo II[b]
Nitrogênio	$N_2(g)$	640	720
Oxigênio	$O_2(g)$	3.950	3.970
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	14.175	19.870
Água	$H_2O(g)$	8.635	9.500
Água	$H_2O(l)$	45	900
Carbono (grafite)	$C(s)$	404.590	410.260
Hidrogênio	$H_2(g)$	235.250	236.100
Enxofre	$S(s)$	598.160	609.600
Monóxido de carbono	$CO(g)$	269.410	275.100
Dióxido de enxofre	$SO_2(g)$	301.940	313.400
Monóxido de nitrogênio	$NO(g)$	88.850	88.900
Dióxido de nitrogênio	$NO_2(g)$	55.565	55.600
Sulfeto de hidrogênio	$H_2S(g)$	799.890	812.000
Amônia	$NH_3(g)$	336.685	337.900
Metano	$CH_4(g)$	824.350	831.650
Etano	$C_2H_6(g)$	1.482.035	1.495.840
Álcool metílico	$CH_3OH(g)$	715.070	722.300
Álcool metílico	$CH_3OH(l)$	710.745	718.000
Álcool etílico	$C_2H_5OH(g)$	1.348.330	1.363.900
Álcool etílico	$C_2H_5OH(l)$	1.342.085	1.357.700

[a] J. Ahrendts, "Die Exergie Chemisch Reaktionfähiger Systeme", *VDI-Forschungsheft*. VDI-Verlag, Dusseldorf, 579, 1977. Veja também "Reference States", *Energy — The International Journal*, 5: 667-677, 1980. No Modelo I, $p_0 = 1{,}019$ atm. Esse modelo tenta impor um critério pelo qual o ambiente de referência encontra-se em equilíbrio. As substâncias de referência são determinadas com base na suposição de equilíbrio químico restrito para ácido nitrico e nitratos e equilíbrio termodinâmico irrestrito para todos os outros componentes químicos da atmosfera, dos oceanos e uma porção da crosta da Terra. A composição quimica da fase gasosa desse modelo aproxima-se da composição da atmosfera natural

[b] J. Szargut, D. R. Morris e F. R. Steward, *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*, Hemisphere, New York, 1988. No Modelo II, $p_0 = 1{,}0$ atm. No desenvolvimento desse modelo uma substância de referência é selecionada para cada elemento químico entre substâncias que contenham o elemento em análise e que sejam presentes em abundância no ambiente natural, mesmo que as substâncias não estejam em equilíbrio mútuo completo. Um motivo importante para esse procedimento está no fato de que as substâncias encontradas em abundância na natureza têm valor econômico baixo. De modo geral, a composição química do ambiente de referência para exergia do Modelo II é mais próxima da composição do ambiente natural do Modelo I, mas o critério de equilíbrio nem sempre é satisfeito.

Tabela A-27 **Logaritmos em Base 10 das Constantes de Equilíbrio K**

Temp. K	log₁₀ K								Temp. °R
	$H_2 \rightleftharpoons 2H$	$O_2 \rightleftharpoons 2O$	$N_2 \rightleftharpoons 2N$	$\frac{1}{2}O_2 + \frac{1}{2}N_2 \rightleftharpoons NO$	$H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$	$H_2O \rightleftharpoons OH + \frac{1}{2}H_2$	$CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$	$CO_2 + H_2 \rightleftharpoons CO + H_2O$	
298	−71,224	−81,208	−159,600	−15,171	−40,048	−46,054	−45,066	−5,018	537
500	−40,316	−45,880	−92,672	−8,783	−22,886	−26,130	−25,025	−2,139	900
1000	−17,292	−19,614	−43,056	−4,062	−10,062	−11,280	−10,221	−0,159	1800
1200	−13,414	−15,208	−34,754	−3,275	−7,899	−8,811	−7,764	+0,135	2160
1400	−10,630	−12,054	−28,812	−2,712	−6,347	−7,021	−6,014	+0,333	2520
1600	−8,532	−9,684	−24,350	−2,290	−5,180	−5,677	−4,706	+0,474	2880
1700	−7,666	−8,706	−22,512	−2,116	−4,699	−5,124	−4,169	+0,530	3060
1800	−6,896	−7,836	−20,874	−1,962	−4,270	−4,613	−3,693	+0,577	3240
1900	−6,204	−7,058	−19,410	−1,823	−3,886	−4,190	−3,267	+0,619	3420
2000	−5,580	−6,356	−18,092	−1,699	−3,540	−3,776	−2,884	+0,656	3600
2100	−5,016	−5,720	−16,898	−1,586	−3,227	−3,434	−2,539	+0,688	3780
2200	−4,502	−5,142	−15,810	−1,484	−2,942	−3,091	−2,226	+0,716	3960
2300	−4,032	−4,614	−14,818	−1,391	−2,682	−2,809	−1,940	+0,742	4140
2400	−3,600	−4,130	−13,908	−1,305	−2,443	−2,520	−1,679	+0,764	4320
2500	−3,202	−3,684	−13,070	−1,227	−2,224	−2,270	−1,440	+0,784	4500
2600	−2,836	−3,272	−12,298	−1,154	−2,021	−2,038	−1,219	+0,802	4680
2700	−2,494	−2,892	−11,580	−1,087	−1,833	−1,823	−1,015	+0,818	4860
2800	−2,178	−2,536	−10,914	−1,025	−1,658	−1,624	−0,825	+0,833	5040
2900	−1,882	−2,206	−10,294	−0,967	−1,495	−1,438	−0,649	+0,846	5220
3000	−1,606	−1,898	−9,716	−0,913	−1,343	−1,265	−0,485	+0,858	5400
3100	−1,348	−1,610	−9,174	−0,863	−1,201	−1,103	−0,332	+0,869	5580
3200	−1,106	−1,340	−8,664	−0,815	−1,067	−0,951	−0,189	+0,878	5760
3300	−0,878	−1,086	−8,186	−0,771	−0,942	−0,809	−0,054	+0,888	5940
3400	−0,664	−0,846	−7,736	−0,729	−0,824	−0,674	+0,071	+0,895	6120
3500	−0,462	−0,620	−7,312	−0,690	−0,712	−0,547	+0,190	+0,902	6300

Fonte: Baseado em dados de JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

Índice de Tabelas em Unidades Inglesas

Tabela A.1E **Peso Atômico ou Molecular e Propriedades Críticas de Elementos e Compostos Selecionados**
Tabela A.2E **Propriedades da Água Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura**
Tabela A.3E **Propriedades da Água Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**
Tabela A.4E **Propriedades do Vapor d'Água Superaquecido**
Tabela A.5E **Propriedades da Água Líquida Comprimida**
Tabela A.6E **Propriedades da Água Saturada (Sólido-Vapor): Tabela de Temperatura**
Tabela A.7E **Propriedades do Refrigerante 22 Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura**
Tabela A.8E **Propriedades do Refrigerante 22 Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**
Tabela A.9E **Propriedades do Vapor de Refrigerante 22 Superaquecido**
Tabela A.10E **Propriedades do Refrigerante 134a Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura**
Tabela A.11E **Propriedades do Refrigerante 134a Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**
Tabela A.12E **Propriedades do Vapor de Refrigerante 134a Superaquecido**
Tabela A.13E **Propriedades da Amônia Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura**
Tabela A.14E **Propriedades da Amônia Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**
Tabela A.15E **Propriedades do Vapor de Amônia Superaquecido**
Tabela A.16E **Propriedades do Propano Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura**
Tabela A.17E **Propriedades do Propano Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**
Tabela A.18E **Propriedades do Vapor de Propano Superaquecido**
Tabela A.19E **Propriedades de Sólidos e Líquidos Selecionados: c_p, ρ e κ**
Tabela A.20E **Calores Específicos de Gases Ideais para Alguns Gases Usuais**
Tabela A.21E **Variação de $\bar{c}_p$ com a Temperatura para Gases Ideais Selecionados**
Tabela A.22E **Propriedades do Ar como Gás Ideal**
Tabela A.23E **Propriedades de Gases Selecionados Tomados como Gases Ideais**
Tabela A.24E **Constantes para as Equações de Estado de van der Waals, de Redlich-Kwong e da Benedict-Webb-Rubin**
Tabela A.25E **Propriedades Termoquímicas a 537°R e 1 atm de Substâncias Selecionadas**

Tabela A.1E

Peso Atômico ou Molecular e Propriedades Críticas de Elementos e Compostos Selecionados

Substância	Fórmula Química	M (lb/lbmol)	T_c (°R)	p_c (atm)	$Z_c = \frac{p_c v_c}{RT_c}$
Acetileno	C_2H_2	26,04	556	62	0,274
Água	H_2O	18,02	1165	218,0	0,233
Álcool etílico	C_2H_5OH	46,07	929	63,0	0,249
Álcool metílico	CH_3OH	32,04	924	78,5	0,220
Amônia	NH_3	17,03	730	111,3	0,242
Ar (equivalente)	—	28,97	239	37,2	0,284
Argônio	Ar	39,94	272	47,97	0.290
Benzeno	C_6H_6	78,11	1013	48,7	0,274
Butano	C_4H_{10}	58,12	765	37,5	0,274
Carbono	C	12,01	—	—	—
Cobre	Cu	63,54	—	—	—
Dióxido de carbono	CO_2	44,01	548	72,9	0,276
Dióxido de enxofre	SO_2	64,06	775	77,7	0,268
Etano	C_2H_6	30,07	549	48,2	0,285
Etileno	C_2H_4	28,05	510	50,5	0,270
Hélio	He	4,003	9,33	2,26	0,300
Hidrogênio	H_2	2,016	59,8	12,8	0,304
Metano	CH_4	16,04	344	45,8	0,290
Monóxido de carbono	CO	28,01	239	34,5	0,294
Nitrogênio	N_2	28,01	227	33,5	0,291
Octano	C_8H_{18}	114,22	1025	24,6	0,258
Oxigênio	O_2	32,00	278	49,8	0,290
Propano	C_3H_8	44,09	666	42,1	0,276
Propileno	C_3H_6	42,08	657	45,6	0,276
Refrigerante 12	CCl_2F_2	120,92	693	40,2	0,267
Refrigerante 22	$CHClF_2$	86,48	665	49,1	0,268
Refrigerante 134a	CF_3CH_2F	102,03	673	40,2	0.260

Fontes: Adaptado de *International Critical Tables* e de L. C. Nelson e E. F. Obert, Generalized Compressibility Charts, *Chem. Eng.*, *617*. 203 (1954).

H_2O

Propriedades da Água Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura

Temp. °F	Press. lbf/in²	Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb		Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R		Temp. °F
		Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat s_f	Vapor Sat. s_g	
32	0,0886	0,01602	3305	−0,01	1021,2	−0,01	1075,4	1075,4	−0,00003	2,1870	32
35	0,0999	0.01602	2948	2,99	1022,2	3,00	1073,7	1076,7	0,00607	2,1764	35
40	0,1217	0,01602	2445	8,02	1023,9	8,02	1070,9	1078,9	0,01617	2,1592	40
45	0,1475	0,01602	2037	13,04	1025,5	13,04	1068,1	1081,1	0,02618	2,1423	45
50	0.1780	0,01602	1704	18,06	1027,2	18,06	1065,2	1083,3	0,03607	2,1259	50
52	0,1917	0,01603	1589	20,06	1027,8	20,07	1064,1	1084,2	0,04000	2,1195	52
54	0,2064	0,01603	1482	22,07	1028,5	22,07	1063,0	1085,1	0,04391	2,1131	54
56	0,2219	0.01603	1383	24,08	1029,1	24,08	1061,9	1085,9	0,04781	2,1068	56
58	0,2386	0,01603	1292	26,08	1029,8	26,08	1060,7	1086,8	0,05159	2,1005	58
60	0,2563	0,01604	1207	28,08	1030,4	28,08	1059,6	1087,7	0,05555	2,0943	60
62	0,2751	0,01604	1129	30,09	1031,1	30,09	1058,5	1088,6	0,05940	2,0882	62
64	0,2952	0,01604	1056	32,09	1031,8	32,09	1057,3	1089,4	0,06323	2,0821	64
66	0,3165	0,01604	988,4	34,09	1032,4	34,09	1056,2	1090,3	0,06704	2,0761	66
68	0,3391	0,01605	925,8	36,09	1033,1	36,09	1055,1	1091,2	0,07084	2,0701	68
70	0,3632	0,01605	867,7	38,09	1033,7	38,09	1054,0	1092.0	0,07463	2.0642	70
72	0,3887	0,01606	813,7	40,09	1034,4	40,09	1052,8	1092,9	0,07839	2,0584	72
74	0,4158	0,01606	763,5	42,09	1035,0	42,09	1051,7	1093,8	0,08215	2,0526	74
76	0,4446	0,01606	716,8	44,09	1035,7	44,09	1050,6	1094,7	0,08589	2,0469	76
78	0,4750	0,01607	673,3	46,09	1036,3	46,09	1049,4	1095,5	0,08961	2,0412	78
80	0,5073	0,01607	632,8	48,08	1037,0	48,09	1048,3	1096,4	0,09332	2,0356	80
82	0,5414	0,01608	595,0	50,08	1037,6	50,08	1047,2	1097,3	0,09701	2,0300	82
84	0,5776	0,01608	559,8	52,08	1038,3	52,08	1046,0	1098,1	0,1007	2,0245	84
86	0,6158	0,01609	527,0	54,08	1038,9	54,08	1044,9	1099,0	0,1044	2,0190	86
88	0,6562	0,01609	496,3	56,07	1039,6	56,07	1043,8	1099,9	0,1080	2,0136	88
90	0,6988	0,01610	467,7	58,07	1040,2	58,07	1042,7	1100,7	0,1117	2,0083	90
92	0,7439	0,01611	440,9	60,06	1040,9	60,06	1041,5	1101,6	0,1153	2.0030	92
94	0,7914	0,01611	415,9	62,06	1041,5	62,06	1040,4	1102,4	0,1189	1,9977	94
96	0,8416	0,01612	392,4	64,05	1041,2	64,06	1039,2	1103,3	0,1225	1,9925	96
98	0,8945	0,01612	370,5	66,05	1042,8	66,05	1038,1	1104,2	0,1261	1,9874	98
100	0,9503	0,01613	350,0	68,04	1043,5	68,05	1037,0	1105,0	0,1296	1,9822	100
110	1,276	0,01617	265,1	78,02	1046,7	78,02	1031,3	1109,3	0,1473	1,9574	110
120	1,695	0,01621	203,0	87,99	1049,9	88,00	1025,5	1113,5	0,1647	1,9336	120
130	2,225	0,01625	157,2	97,97	1053,0	97,98	1019,8	1117,8	0,1817	1,9109	130
140	2,892	0,01629	122,9	107,95	1056,2	107,96	1014.0	1121,9	0,1985	1,8892	140
150	3,722	0,01634	97,0	117,95	1059,3	117,96	1008,1	1126,1	0,2150	1,8684	150
160	4,745	0,01640	77,2	127,94	1062,3	127,96	1002,2	1130,1	0,2313	1,8484	160
170	5.996	0.01645	62,0	137,95	1065,4	137,97	996,2	1134,2	0,2473	1,8293	170
180	7,515	0,01651	50,2	147,97	1068,3	147,99	990,2	1138,2	0,2631	1,8109	180
190	9,343	0,01657	41.0	158,00	1071,3	158,03	984,1	1142,1	0,2787	1,7932	190
200	11,529	0.01663	33,6	168,04	1074,2	168,07	977,9	1145,9	0,2940	1,7762	200

Tabela A-2E **(Continuação)**

Temp. °F	Press lbf/in²	Volume Específico ft³/lb Líquido Sat. v_f	Vapor Sat v_g	Energia Interna Btu/lb Líquido Sat u_f	Vapor Sat. u_g	Entalpia Btu/lb Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat h_g	Entropia Btu/lb · °R Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Temp. °F
210	14,13	0,01670	27,82	178,1	1077,0	178,1	971,6	1149,7	0,3091	1,7599	210
212	14,70	0,01672	26,80	180,1	1077,6	180,2	970,3	1150,5	0,3121	1,7567	212
220	17,19	0,01677	23,15	188,2	1079,8	188,2	965,3	1153,5	0,3241	1,7441	220
230	20,78	0,01685	19,39	198,3	1082,6	198,3	958,8	1157,1	0,3388	1,7289	230
240	24,97	0,01692	16,33	208,4	1085,3	208,4	952,3	1160,7	0,3534	1,7143	240
250	29,82	0,01700	13,83	218,5	1087,9	218,6	945,6	1164,2	0,3677	1,7001	250
260	35,42	0,01708	11,77	228,6	1090,5	228,8	938,8	1167,6	0,3819	1,6864	260
270	41,85	0,01717	10,07	238,8	1093,0	239,0	932,0	1170,9	0,3960	1,6731	270
280	49,18	0,01726	8,65	249,0	1095,4	249,2	924,9	1174,1	0,4099	1,6602	280
290	57,53	0,01735	7,47	259,3	1097,7	259,4	917,8	1177,2	0,4236	1,6477	290
300	66,98	0,01745	6,472	269,5	1100,0	269,7	910,4	1180,2	0,4372	1,6356	300
310	77,64	0,01755	5,632	279,8	1102,1	280,1	903,0	1183,0	0,4507	1,6238	310
320	89,60	0,01765	4,919	290,1	1104,2	290,4	895,3	1185,8	0,4640	1,6123	320
330	103,00	0,01776	4,312	300,5	1106,2	300,8	887,5	1188,4	0,4772	1,6010	330
340	117,93	0,01787	3,792	310,9	1108,0	311,3	879,5	1190,8	0,4903	1,5901	340
350	134,53	0,01799	3,346	321,4	1109,8	321,8	871,3	1193,1	0,5033	1,5793	350
360	152,92	0,01811	2,961	331,8	1111,4	332,4	862,9	1195,2	0,5162	1,5688	360
370	173,23	0,01823	2,628	342,4	1112,9	343,0	854,2	1197,2	0,5289	1,5585	370
380	195,60	0,01836	2,339	353,0	1114,3	353,6	845,4	1199,0	0,5416	1,5483	380
390	220,2	0,01850	2,087	363,6	1115,6	364,3	836,2	1200,6	0,5542	1,5383	390
400	247,1	0,01864	1,866	374,3	1116,6	375,1	826,8	1202,0	0,5667	1,5284	400
410	276,5	0,01878	1,673	385,0	1117,6	386,0	817,2	1203,1	0,5792	1,5187	410
420	308,5	0,01894	1,502	395,8	1118,3	396,9	807,2	1204,1	0,5915	1,5091	420
430	343,3	0,01909	1,352	406,7	1118,9	407,9	796,9	1204,8	0,6038	1,4995	430
440	381,2	0,01926	1,219	417,6	1119,3	419,0	786,3	1205,3	0,6161	1,4900	440
450	422,1	0,01943	1,1011	428,6	1119,5	430,2	775,4	1205,6	0,6282	1,4806	450
460	466,3	0,01961	0,9961	439,7	1119,6	441,4	764,1	1205,5	0,6404	1,4712	460
470	514,1	0,01980	0,9025	450,9	1119,4	452,8	752,4	1205,2	0,6525	1,4618	470
480	565,5	0,02000	0,8187	462,2	1118,9	464,3	740,3	1204,6	0,6646	1,4524	480
490	620,7	0,02021	0,7436	473,6	1118,3	475,9	727,8	1203,7	0,6767	1,4430	490
500	680,0	0,02043	0,6761	485,1	1117,4	487,7	714,8	1202,5	0,6888	1,4335	500
520	811,4	0,02091	0,5605	508,5	1114,8	511,7	687,3	1198,9	0,7130	1,4145	520
540	961,5	0,02145	0,4658	532,6	1111,0	536,4	657,5	1193,8	0,7374	1,3950	540
560	1131,8	0,02207	0,3877	548,4	1105,8	562,0	625,0	1187,0	0,7620	1,3749	560
580	1324,3	0,02278	0,3225	583,1	1098,9	588,6	589,3	1178,0	0,7872	1,3540	580
600	1541,0	0,02363	0,2677	609,9	1090,0	616,7	549,7	1166,4	0,8130	1,3317	600
620	1784,4	0,02465	0,2209	638,3	1078,5	646,4	505,0	1151,4	0,8398	1,3075	620
640	2057,1	0,02593	0,1805	668,7	1063,2	678,6	453,4	1131,9	0,8681	1,2803	640
660	2362	0,02767	0,1446	702,3	1042,3	714,4	391,1	1105,5	0,8990	1,2483	660
680	2705	0,03032	0,1113	741,7	1011,0	756,9	309,8	1066,7	0,9350	1,2068	680
700	3090	0,03666	0,0744	801,7	947,7	822,7	167,5	990,2	0,9902	1,1346	700
705,4	3204	0,05053	0,05053	872,6	872,6	902,5	0	902,5	1,0580	1,0580	705,4

Fonte: As Tabelas A-2E até A-6E foram extraídas de J. H. Keenan, F. G. Keyes, P. G. Hill e J. G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, New York, 1969.

Tabela A-3E **Propriedades da Água Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**

H_2O

Press. lbf/in²	Temp. °F	Volume Específico ft³/lb Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Energia Interna Btu/lb Líquido Sat. u_f	Vapor Sat u_g	Entalpia Btu/lb Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Entropia Btu/lb · °R Líquido Sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapor Sat. s_g	Press. lbf/in²
0,4	72,84	0,01606	792,0	40,94	1034,7	40,94	1052,3	1093,3	0,0800	1,9760	2,0559	0,4
0,6	85,19	0,01609	540,0	53,26	1038,7	53,27	1045,4	1098,6	0,1029	1,9184	2,0213	0,6
0,8	94,35	0,01611	411,7	62,41	1041,7	62,41	1040,2	1102,6	0,1195	1,8773	1,9968	0,8
1,0	101,70	0,01614	333,6	69,74	1044,0	69,74	1036,0	1105,8	0,1327	1,8453	1,9779	1,0
1,2	107,88	0,01616	280,9	75,90	1046,0	75,90	1032,5	1108,4	0,1436	1,8190	1,9626	1,2
1,5	115,65	0,01619	227,7	83,65	1048,5	83,65	1028,0	1111,7	0,1571	1,7867	1,9438	1,5
2,0	126,04	0,01623	173,75	94,02	1051,8	94,02	1022,1	1116,1	0,1750	1,7448	1,9198	2,0
3,0	141,43	0,01630	118,72	109,38	1056,6	109,39	1013,1	1122,5	0,2009	1,6852	1,8861	3,0
4,0	152,93	0,01636	90,64	120,88	1060,2	120,89	1006,4	1127,3	0,2198	1,6426	1,8624	4,0
5,0	162,21	0,01641	73,53	130,15	1063,0	130,17	1000,9	1131,0	0,2349	1,6093	1,8441	5,0
6,0	170,03	0,01645	61,98	137,98	1065,4	138,00	996,2	1134,2	0,2474	1,5819	1,8292	6,0
7,0	176,82	0,01649	53,65	144,78	1067,4	144,80	992,1	1136,9	0,2581	1,5585	1,8167	7,0
8,0	182,84	0,01653	47,35	150,81	1069,2	150,84	988,4	1139,3	0,2675	1,5383	1,8058	8,0
9,0	188,26	0,01656	42,41	156,25	1070,8	156,27	985,1	1141,4	0,2760	1,5203	1,7963	9,0
10	193,19	0,01659	38,42	161,20	1072,2	161,23	982,1	1143,3	0,2836	1,5041	1,7877	10
14,696	211,99	0,01672	26,80	180,10	1077,6	180,15	970,4	1150,5	0,3121	1,4446	1,7567	14,696
15	213,03	0,01672	26,29	181,14	1077,9	181,19	969,7	1150,9	0,3137	1,4414	1,7551	15
20	227,96	0,01683	20,09	196,19	1082,0	196,26	960,1	1156,4	0,3358	1,3962	1,7320	20
25	240,08	0,01692	16,31	208,44	1085,3	208,52	952,2	1160,7	0,3535	1,3607	1,7142	25
30	250,34	0,01700	13,75	218,84	1088,0	218,93	945,4	1164,3	0,3682	1,3314	1,6996	30
35	259,30	0,01708	11,90	227,93	1090,3	228,04	939,3	1167,4	0,3809	1,3064	1,6873	35
40	267,26	0,01715	10,50	236,03	1092,3	236,16	933,8	1170,0	0,3921	1,2845	1,6767	40
45	274,46	0,01721	9,40	243,37	1094,0	243,51	928,8	1172,3	0,4022	1,2651	1,6673	45
50	281,03	0,01727	8,52	250,08	1095,6	250,24	924,2	1174,4	0,4113	1,2476	1,6589	50
55	287,10	0,01733	7,79	256,28	1097,0	256,46	919,9	1176,3	0,4196	1,2317	1,6513	55
60	292,73	0,01738	7,177	262,1	1098,3	262,2	915,8	1178,0	0,4273	1,2170	1,6443	60
65	298,00	0,01743	6,647	267,5	1099,5	267,7	911,9	1179,6	0,4345	1,2035	1,6380	65
70	302,96	0,01748	6,209	272,6	1100,6	272,8	908,3	1181,0	0,4412	1,1909	1,6321	70
75	307,63	0,01752	5,818	277,4	1101,6	277,6	904,8	1182,4	0,4475	1,1790	1,6265	75
80	312,07	0,01757	5,474	282,0	1102,6	282,2	901,4	1183,6	0,4534	1,1679	1,6213	80
85	316,29	0,01761	5,170	286,3	1103,5	286,6	898,2	1184,8	0,4591	1,1574	1,6165	85
90	320,31	0,01766	4,898	290,5	1104,3	290,8	895,1	1185,9	0,4644	1,1475	1,6119	90
95	324,16	0,01770	4,654	294,5	1105,0	294,8	892,1	1186,9	0,4695	1,1380	1,6075	95
100	327,86	0,01774	4,434	298,3	1105,8	298,6	889,2	1187,8	0,4744	1,1290	1,6034	100
110	334,82	0,01781	4,051	305,5	1107,1	305,9	883,7	1189,6	0,4836	1,1122	1,5958	110
120	341,30	0,01789	3,730	312,3	1108,3	312,7	878,5	1191,1	0,4920	1,0966	1,5886	120
130	347,37	0,01796	3,457	318,6	1109,4	319,0	873,5	1192,5	0,4999	1,0822	1,5821	130
140	353,08	0,01802	3,221	324,6	1110,3	325,1	868,7	1193,8	0,5073	1,0688	1,5761	140
150	358,48	0,01809	3,016	330,2	1111,2	330,8	864,2	1194,9	0,5142	1,0562	1,5704	150
160	363,60	0,01815	2,836	335,6	1112,0	336,2	859,8	1196,0	0,5208	1,0443	1,5651	160

Tabela A-3E (Continuação)

Press. lbf/in²	Temp. °F	Volume Específico ft³/lb — Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Energia Interna Btu/lb — Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Entalpia Btu/lb — Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Entropia Btu/lb °R — Líquido Sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapor Sat. s_g	Press. lbf/in²
170	368,47	0,01821	2,676	340,8	1112,7	341,3	855,6	1196,9	0,5270	1,0330	1,5600	170
180	373,13	0,01827	2,553	345,7	1113,4	346,3	851,5	1197,8	0,5329	1,0223	1,5552	180
190	377,59	0,01833	2,405	350,4	1114,0	351,0	847,5	1198,6	0,5386	1,0122	1,5508	190
200	381,86	0,01839	2,289	354,9	1114,6	355,6	843,7	1199,3	0,5440	1,0025	1,5465	200
250	401,04	0,01865	1,845	375,4	1116,7	376,2	825,8	1202,1	0,5680	0,9594	1,5274	250
300	417,43	0,01890	1,544	393,0	1118,2	394,1	809,8	1203,9	0,5883	0,9232	1,5115	300
350	431,82	0,01912	1,327	408,7	1119,0	409,9	795,0	1204,9	0,6060	0,8917	1,4977	350
400	444,70	0,01934	1,162	422,8	1119,5	424,2	781,2	1205,5	0,6218	0,8638	1,4856	400
450	456,39	0,01955	1,033	435,7	1119,6	437,4	768,2	1205,6	0,6360	0,8385	1,4745	450
500	467,13	0,01975	0,928	447,7	1119,4	449,5	755,8	1205,3	0,6490	0,8154	1,4644	500
550	477,07	0,01994	0,842	458,9	1119,1	460,9	743,9	1204,8	0,6611	0,7941	1,4451	550
600	486,33	0,02013	0,770	469,4	1118,6	471,7	732,4	1204,1	0,6723	0,7742	1,4464	600
700	503,23	0,02051	0,656	488,9	1117,0	491,5	710,5	1202,0	0,6927	0,7378	1,4305	700
800	518,36	0,02087	0,569	506,6	1115,0	509,7	689,6	1199,3	0,7110	0,7050	1,4160	800
900	532,12	0,02123	0,501	523,0	1112,6	526,6	669,5	1196,0	0,7277	0,6750	1,4027	900
1000	544,75	0,02159	0,446	538,4	1109,9	542,4	650,0	1192,4	0,7432	0,6471	1,3903	1000
1100	556,45	0,02195	0,401	552,9	1106,8	557,4	631,0	1188,3	0,7576	0,6209	1,3786	1100
1200	567,37	0,02232	0,362	566,7	1103,5	571,7	612,3	1183,9	0,7712	0,5961	1,3673	1200
1300	577,60	0,02269	0,330	579,9	1099,8	585,4	593,8	1179,2	0,7841	0,5724	1,3565	1300
1400	587,25	0,02307	0,302	592,7	1096,0	598,6	575,5	1174,1	0,7964	0,5497	1,3461	1400
1500	596,39	0,02346	0,277	605,0	1091,8	611,5	557,2	1168,7	0,8082	0,5276	1,3359	1500
1600	605,06	0,02386	0,255	616,9	1087,4	624,0	538,9	1162,9	0,8196	0,5062	1,3258	1600
1700	613,32	0,02428	0,236	628,6	1082,7	636,2	520,6	1156,9	0,8307	0,4852	1,3159	1700
1800	621,21	0,02472	0,218	640,0	1077,7	648,3	502,1	1150,4	0,8414	0,4645	1,3060	1800
1900	628,76	0,02517	0,203	651,3	1072,3	660,1	483,4	1143,5	0,8519	0,4441	1,2961	1900
2000	636,00	0,02565	0,188	662,4	1066,6	671,9	464,4	1136,3	0,8623	0,4238	1,2861	2000
2250	652,90	0,02698	0,157	689,9	1050,6	701,1	414,8	1115,9	0,8876	0,3728	1,2604	2250
2500	668,31	0,02860	0,131	717,7	1031,0	730,9	360,5	1091,4	0,9131	0,3196	1,2327	2500
2750	682,46	0,03077	0,107	747,3	1005,9	763,0	297,4	1060,4	0,9401	0,2604	1,2005	2750
3000	695,52	0,03431	0,084	783,4	968,8	802,5	213,0	1015,5	0,9732	0,1843	1,1575	3000
3203,6	705,44	0,05053	0,0505	872,6	872,6	902,5	0	902,5	1,0580	0	1,0580	3203,6

Tabela A-4E **Propriedades do Vapor d'Água Superaquecido**

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 1 lbf/in² (T_{sat} = 101,7°F)				p = 5 lbf/in² (T_{sat} = 162,2°F)			
Sat.	333,6	1044,0	1105,8	1,9779	73,53	1063,0	1131,0	1,8441
150	362,6	1060,4	1127,5	2,0151				
200	392,5	1077,5	1150,1	2,0508	78,15	1076,0	1148,6	1,8715
250	422,4	1094,7	1172,8	2,0839	84,21	1093,8	1171,7	1,9052
300	452,3	1112,0	1195,7	2,1150	90,24	1111,3	1194,8	1,9367
400	511,9	1147,0	1241,8	2,1720	102,24	1146,6	1241,2	1,9941
500	571,5	1182,8	1288,5	2,2235	114,20	1182,5	1288,2	2,0458
600	631,1	1219,3	1336,1	2,2706	126,15	1219,1	1335,8	2,0930
700	690,7	1256,7	1384,5	2,3142	138,08	1256,5	1384,3	2,1367
800	750,3	1294,4	1433,7	2,3550	150,01	1294,7	1433,5	2,1775
900	809,9	1333,9	1483,8	2,3932	161,94	1333,8	1483,7	2,2158
1000	869,5	1373,9	1534,8	2,4294	173,86	1373,9	1534,7	2,2520
	p = 10 lbf/in² (T_{sat} = 193,2°F)				p = 14,7 lbf/in² (T_{sat} = 212,0°F)			
Sat.	38,42	1072,2	1143,3	1,7877	26,80	1077,6	1150,5	1,7567
200	38,85	1074,7	1146,6	1,7927				
250	41,95	1092,6	1170,2	1,8272	28,42	1091,5	1168,8	1,7832
300	44,99	1110,4	1193,7	1,8592	30,52	1109,6	1192,6	1,8157
400	51,03	1146,1	1240,5	1,9171	34,67	1145,6	1239,9	1,8741
500	57,04	1182,2	1287,7	1,9690	38,77	1181,8	1287,3	1,9263
600	63,03	1218,9	1335,5	2,0164	42,86	1218,6	1335,2	1,9737
700	69,01	1256,3	1384,0	2,0601	46,93	1256,1	1383,8	2,0175
800	74,98	1294,6	1433,3	2,1009	51,00	1294,4	1433,1	2,0584
900	80,95	1333,7	1483,5	2,1393	55,07	1333,6	1483,4	2,0967
1000	86,91	1373,8	1534,6	2,1755	59,13	1373,7	1534,5	2,1330
1100	92,88	1414,7	1586,6	2,2099	63,19	1414,6	1586,4	2,1674
	p = 20 lbf/in² (T_{sat} = 228,0°F)				p = 40 lbf/in² (T_{sat} = 267,3°F)			
Sat.	20,09	1082,0	1156,4	1,7320	10,50	1093,3	1170,0	1,6767
250	20,79	1090,3	1167,2	1,7475				
300	22,36	1108,7	1191,5	1,7805	11,04	1105,1	1186,8	1,6993
350	23,90	1126,9	1215,4	1,8110	11,84	1124,2	1211,8	1,7312
400	25,43	1145,1	1239,2	1,8395	12,62	1143,0	1236,4	1,7606
500	28,46	1181,5	1286,8	1,8919	14,16	1180,1	1284,9	1,8140
600	31,47	1218,4	1334,8	1,9395	15,69	1217,3	1333,4	1,8621
700	34,47	1255,9	1383,5	1,9834	17,20	1255,1	1382,4	1,9063
800	37,46	1294,3	1432,9	2,0243	18,70	1293,7	1432,1	1,9474
900	40,45	1333,5	1483,2	2,0627	20,20	1333,0	1482,5	1,9859
1000	43,44	1373,5	1534,3	2,0989	21,70	1373,1	1533,8	2,0223
1100	46,42	1414,5	1586,3	2,1334	23,20	1414,2	1585,9	2,0568

Tabela A-4E **(Continuação)**

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 60 lbf/in² (T_{sat} = 292,7°F)				p = 80 lbf/in² (T_{sat} = 312,1°F)			
Sat.	7,17	1098,3	1178,0	1,6444	5,47	1102,6	1183,6	1.6214
300	7,26	1101,3	1181,9	1,6496				
350	7,82	1121,4	1208,2	1,6830	5,80	1118,5	1204,3	1.6476
400	8,35	1140,8	1233.5	1.7134	6,22	1138,5	1230,6	1,6790
500	9,40	1178,6	1283.0	1.7678	7,02	1177,2	1281,1	1,7346
600	10,43	1216,3	1332,1	1,8165	7,79	1215,3	1330.7	1,7838
700	11,44	1254,4	1381.4	1,8609	8,56	1253,6	1380,3	1,8285
800	12,45	1293,0	1431,2	1,9022	9,32	1292,4	1430,4	1,8700
900	13,45	1332,5	1481,8	1,9408	10.08	1332,0	1481,2	1,9087
1000	14,45	1372,7	1533,2	1,9773	10,83	1372,3	1532,6	1,9453
1100	15,45	1413,8	1585,4	2,0119	11,58	1413,5	1584,9	1,9799
1200	16,45	1455,8	1638,5	2,0448	12,33	1455,5	1638,1	2,0130

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 100 lbf/in² (T_{sat} = 327,8°F)				p = 120 lbf/in² (T_{sat} = 341,3°F)			
Sat.	4,434	1105,8	1187.8	1,6034	3,730	1108,3	1191,1	1,5886
350	4,592	1115,4	1200,4	1,6191	3,783	1112,2	1196,2	1,5950
400	4,934	1136,2	1227,5	1.6517	4,079	1133,8	1224.4	1,6288
450	5.265	1156,2	1253,6	1,6812	4,360	1154,3	1251,2	1,6590
500	5,587	1175,7	1279,1	1,7085	4,633	1174,2	1277,1	1,6868
600	6.216	1214,2	1329,3	1,7582	5,164	1213,2	1327,8	1,7371
700	6,834	1252,8	1379,2	1,8033	5,682	1252,0	1378,2	1.7825
800	7,445	1291,8	1429,6	1,8449	6,195	1291,2	1428,7	1,8243
900	8,053	1331,5	1480,5	1,8838	6,703	1330,9	1479,8	1,8633
1000	8,657	1371,9	1532,1	1,9204	7,208	1371,5	1531,5	1,9000
1100	9,260	1413,1	1584,5	1,9551	7,711	1412,8	1584,0	1,9348
1200	9,861	1455,2	1637,7	1,9882	8.213	1454,9	1637.3	1,9679

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 140 lbf/in² (T_{sat} = 353,1°F)				p = 160 lbf/in² (T_{sat} = 363,6°F)			
Sat.	3.221	1110,3	1193,8	1,5761	2,836	1112,0	1196,0	1,5651
400	3,466	1131,4	1221.2	1,6088	3,007	1128.8	1217,8	1,5911
450	3,713	1152,4	1248,6	1,6399	3,228	1150,5	1246,1	1,6230
500	3,952	1172,7	1275.1	1,6682	3,440	1171.2	1273,0	1,6518
550	4,184	1192,5	1300,9	1,6945	3,646	1191.3	1299,2	1.6785
600	4,412	1212,1	1326,4	1,7191	3,848	1211,1	1325,0	1,7034
700	4,860	1251,2	1377,1	1,7648	4,243	1250,4	1376.0	1,7494
800	5,301	1290.5	1427.9	1,8068	4,631	1289,9	1427,0	1.7916
900	5,739	1330.4	1479,1	1,8459	5,015	1329,9	1478.4	1,8308
1000	6.173	1371,0	1531,0	1,8827	5,397	1370,6	1530,4	1,8677
1100	6,605	1412.4	1583,6	1,9176	5,776	1412,1	1583.1	1,9026
1200	7,036	1454,6	1636,9	1,9507	6,154	1454,3	1636,5	1,9358

Tabela A-4E **(Continuação)**

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 180 lbf/in² (T_{sat} = 373,1°F)				p = 200 lbf/in² (T_{sat} = 381,8°F)			
Sat.	2,533	1113,4	1197,8	1,5553	2,289	1114,6	1199.3	1,5464
400	2,648	1126,2	1214,4	1,5749	2,361	1123,5	1210,8	1,5600
450	2,850	1148.5	1243,4	1,6078	2,548	1146,4	1240,7	1,5938
500	3,042	1169,6	1270,9	1,6372	2.724	1168,0	1268,8	1,6239
550	3,228	1190,0	1297,5	1,6642	•2,893	1188,7	1295,7	1,6512
600	3,409	1210,0	1323,5	1,6893	3,058	1208,9	1322,1	1,6767
700	3,763	1249,6	1374,9	1,7357	3.379	1248,8	1373,8	1,7234
800	4.110	1289,3	1426,2	1,7781	3.693	1288,6	1425,3	1,7660
900	4.453	1329,4	1477,7	1,8174	4,003	1328,9	1477,1	1,8055
1000	4,793	1370,2	1529,8	1,8545	4,310	1369,8	1529,3	1,8425
1100	5,131	1411,7	1582,6	1,8894	4,615	1411,4	1582,2	1,8776
1200	5,467	1454,0	1636,1	1,9227	4,918	1453,7	1635,7	1,9109

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 250 lbf/in² (T_{sat} = 401,0°F)				p = 300 lbf/in² (T_{sat} = 417,4°F)			
Sat.	1,845	1116,7	1202,1	1,5274	1,544	1118,2	1203,9	1,5115
450	2,002	1141,1	1233,7	1,5632	1,636	1135.4	1226.2	1,5365
500	2,150	1163,8	1263,3	1,5948	1,766	1159,5	1257,5	1,5701
550	2,290	1185,3	1291,3	1,6233	1,888	1181,9	1286,7	1,5997
600	2,426	1206,1	1318,3	1,6494	2,004	1203,2	1314,5	1,6266
700	2,688	1246,7	1371,1	1,6970	2,227	1244,0	1368,3	1,6751
800	2,943	1287,0	1423,2	1,7301	2,442	1285,4	1421,0	1,7187
900	3,193	1327,6	1475,3	1,7799	2,653	1326,3	1473,6	1,7589
1000	3,440	1368,7	1527,9	1,8172	2,860	1367,7	1526,5	1,7964
1100	3,685	1410,5	1581,0	1,8524	3,066	1409,6	1579,8	1,8317
1200	3,929	1453,0	1634,8	1,8858	3,270	1452,2	1633.8	1,8653
1300	4,172	1496.3	1689,3	1,9177	3,473	1495,6	1688,4	1,8973

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 350 lbf/in² (T_{sat} = 431,8°F)				p = 400 lbf/in² (T_{sat} = 444,7°F)			
Sat.	1,327	1119,0	1204,9	1,4978	1,162	1119,5	1205.5	1,4856
450	1.373	1129,2	1218,2	1,5125	1,175	1122.6	1209,5	1,4901
500	1,491	1154,9	1251,5	1,5482	1,284	1150,1	1245,2	1,5282
550	1,600	1178,3	1281,9	1,5790	1,383	1174,6	1277,0	1,5605
600	1,703	1200,3	1310,6	1,6068	1,476	1197.3	1306,6	1,5892
700	1,898	1242.5	1365.4	1,6562	1,650	1240,4	1362,5	1.6397
800	2,085	1283,8	1418,8	1,7004	1,816	1282,1	1416,6	1,6844
900	2,267	1325,0	1471,8	1,7409	1.978	1323.7	1470,1	1,7252
1000	2,446	1366,6	1525,0	1,7787	2.136	1365.5	1523,6	1,7632
1100	2,624	1408,7	1578,6	1,8142	2,292	1407.8	1577,4	1,7989
1200	2,799	1451.5	1632.8	1,8478	2,446	1450,7	1621,8	1,8327
1300	2,974	1495,0	1687,6	1,8799	2.599	1494.3	1686,8	1,8648

H_2O

Tabela A-4E **(Continuação)**

T °F	v ft^3/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb·°R	v ft^3/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb·°R
	p = 450 lbf/in^2 (T_{sat} = 456,4°F)				p = 500 lbf/in^2 (T_{sat} = 467,1°F)			
Sat.	1,033	1119,6	1205,6	1,4746	0,928	1119,4	1205,3	1,4645
500	1,123	1145,1	1238,5	1,5097	0,992	1139,7	1231,5	1,4923
550	1,215	1170,7	1271,9	1,5436	1,079	1166,7	1266,6	1,5279
600	1,300	1194,3	1302,5	1,5732	1,158	1191,1	1298,3	1,5585
700	1,458	1238,2	1359,6	1,6248	1,304	1236,0	1356,7	1,6112
800	1,608	1280,5	1414,4	1,6701	1,441	1278,8	1412,1	1,6571
900	1,752	1322,4	1468,3	1,7113	1,572	1321,0	1466,5	1,6987
1000	1,894	1364,4	1522,2	1,7495	1,701	1363,3	1520,7	1,7371
1100	2,034	1406,9	1576,3	1,7853	1,827	1406,0	1575,1	1,7731
1200	2,172	1450,0	1630,8	1,8192	1,952	1449,2	1629,8	1,8072
1300	2,308	1493,7	1685,9	1,8515	2,075	1493,1	1685,1	1,8395
1400	2,444	1538,1	1741,7	1,8823	2,198	1537,6	1741,0	1,8704
	p = 600 lbf/in^2 (T_{sat} = 486,3°F)				p = 700 lbf/in^2 (T_{sat} = 503,2°F)			
Sat.	0,770	1118,6	1204,1	1,4464	0,656	1117,0	1202,0	1,4305
500	0,795	1128,0	1216,2	1,4592				
550	0,875	1158,2	1255,4	1,4990	0,728	1149,0	1243,2	1,4723
600	0,946	1184,5	1289,5	1,5320	0,793	1177,5	1280,2	1,5081
700	1,073	1231,5	1350,6	1,5872	0,907	1226,9	1344,4	1,5661
800	1,190	1275,4	1407,6	1,6343	1,011	1272,0	1402,9	1,6145
900	1,302	1318,4	1462,9	1,6766	1,109	1315,6	1459,3	1,6576
1000	1,411	1361,2	1517,8	1,7155	1,204	1358,9	1514,9	1,6970
1100	1,517	1404,2	1572,7	1,7519	1,296	1402,4	1570,2	1,7337
1200	1,622	1447,7	1627,8	1,7861	1,387	1446,2	1625,8	1,7682
1300	1,726	1491,7	1683,4	1,8186	1,476	1490,4	1681,7	1,8009
1400	1,829	1536,5	1739,5	1,8497	1,565	1535,3	1738,1	1,8321
	p = 800 lbf/in^2 (T_{sat} = 518,3°F)				p = 900 lbf/in^2 (T_{sat} = 532,1°F)			
Sat.	0,569	1115,0	1199,3	1,4160	0,501	1112,6	1196,0	1,4027
550	0,615	1138,8	1229,9	1,4469	0,527	1127,5	1215,2	1,4219
600	0,677	1170,1	1270,4	1,4861	0,587	1162,2	1260,0	1,4652
650	0,732	1197,2	1305,6	1,5186	0,639	1191,1	1297,5	1,4999
700	0,783	1222,1	1338,0	1,5471	0,686	1217,1	1331,4	1,5297
800	0,876	1268,5	1398,2	1,5969	0,772	1264,9	1393,4	1,5810
900	0,964	1312,9	1455,6	1,6408	0,851	1310,1	1451,9	1,6257
1000	1,048	1356,7	1511,9	1,6807	0,927	1354,5	1508,9	1,6662
1100	1,130	1400,5	1567,8	1,7178	1,001	1398,7	1565,4	1,7036
1200	1,210	1444,6	1623,8	1,7526	1,073	1443,0	1621,7	1,7386
1300	1,289	1489,1	1680,0	1,7854	1,144	1487,8	1687,3	1,7717
1400	1,367	1534,2	1736,6	1,8167	1,214	1533,0	1735,1	1,8031

H_2O

Tabela A-4E **(Continuação)**

T °F	v ft^3/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb·°R	v ft^3/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb·°R
	p = 1000 lbf/in^2 (T_{sat} = 544,7°F)				p = 1200 lbf/in^2 (T_{sat} = 567,4°F)			
Sat.	0,446	1109,0	1192,4	1,3903	0,362	1103,5	1183,9	1,3673
600	0,514	1153,7	1248,8	1,4450	0,402	1134,4	1223,6	1,4054
650	0,564	1184,7	1289,1	1,4822	0,450	1170,9	1270,8	1,4490
700	0,608	1212,0	1324,6	1,5135	0,491	1201,3	1310,2	1,4837
800	0,688	1261,2	1388,5	1,5665	0,562	1253,7	1378,4	1,5402
900	0,761	1307,3	1448,1	1,6120	0,626	1301,5	1440,4	1,5876
1000	0,831	1352,2	1505,9	1,6530	0,685	1347,5	1499,7	1,6297
1100	0,898	1396,8	1562,9	1,6908	0,743	1393,0	1557,9	1,6682
1200	0,963	1441,5	1619,7	1,7261	0,798	1438,3	1615,5	1,7040
1300	1,027	1486,5	1676,5	1,7593	0,853	1483,8	1673,1	1,7377
1400	1,091	1531,9	1733,7	1,7909	0,906	1529,6	1730,7	1,7696
1600	1,215	1624,4	1849,3	1,8499	1,011	1622,6	1847,1	1,8290
	p = 1400 lbf/in^2 (T_{sat} = 587,2°F)				p = 1600 lbf/in^2 (T_{sat} = 605,1°F)			
Sat.	0,302	1096,0	1174,1	1,3461	0,255	1087,4	1162,9	1,3258
600	0,318	1110,9	1193,1	1,3641				
650	0,367	1155,5	1250,5	1,4171	0,303	1137,8	1227,4	1,3852
700	0,406	1189,6	1294,8	1,4562	0,342	1177,0	1278,1	1,4299
800	0,471	1245,8	1367,9	1,5168	0,403	1237,7	1357,0	1,4953
900	0,529	1295,6	1432,5	1,5661	0,466	1289,5	1424,4	1,5468
1000	0,582	1342,8	1493,5	1,6094	0,504	1338,0	1487,1	1,5913
1100	0,632	1389,1	1552,8	1,6487	0,549	1385,2	1547,7	1,6315
1200	0,681	1435,1	1611,4	1,6851	0,592	1431,8	1607,1	1,6684
1300	0,728	1481,1	1669,6	1,7192	0,634	1478,3	1666,1	1,7029
1400	0,774	1527,2	1727,8	1,7513	0,675	1524,9	1724,8	1,7354
1600	0,865	1620,8	1844,8	1,8111	0,755	1619,0	1842,6	1,7955
	p = 1800 lbf/in^2 (T_{sat} = 621,2°F)				p = 2000 lbf/in^2 (T_{sat} = 636,0°F)			
Sat.	0,218	1077,7	1150,4	1,3060	0,188	1066,6	1136,3	1,2861
650	0,251	1117,0	1200,4	1,3517	0,206	1091,1	1167,2	1,3141
700	0,291	1163,1	1259,9	1,4042	0,249	1147,7	1239,8	1,3782
750	0,322	1198,6	1305,9	1,4430	0,280	1187,3	1291,1	1,4216
800	0,350	1229,1	1345,7	1,4753	0,307	1220,1	1333,8	1,4562
900	0,399	1283,2	1416,1	1,5291	0,353	1276,8	1407,6	1,5126
1000	0,443	1333,1	1480,7	1,5749	0,395	1328,1	1474,1	1,5598
1100	0,484	1381,2	1542,5	1,6159	0,433	1377,2	1537,2	1,6017
1200	0,524	1428,5	1602,9	1,6534	0,469	1425,2	1598,6	1,6398
1300	0,561	1475,5	1662,5	1,6883	0,503	1472,7	1659,0	1,6751
1400	0,598	1522,5	1721,8	1,7211	0,537	1520,2	1718,8	1,7082
1600	0,670	1617,2	1840,4	1,7817	0,602	1615,4	1838,2	1,7692

Tabela A-4E (Continuação)

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 2500 lbf/in² (T_{sat} = 668,3°F)				p = 3000 lbf/in² (T_{sat} = 695,5°F)			
Sat.	0,1306	1031,0	1091,4	1,2327	0,0840	968,8	1015,5	1,1575
700	0,1684	1098,7	1176,6	1,3073	0,0977	1003,9	1058,1	1,1944
750	0,2030	1155,2	1249,1	1,3686	0,1483	1114,7	1197,1	1,3122
800	0,2291	1195,7	1301,7	1,4112	0,1757	1167,6	1265,2	1,3675
900	0,2712	1259,9	1385,4	1,4752	0,2160	1241,8	1361,7	1,4414
1000	0,3069	1315,2	1457,2	1,5262	0,2485	1301,7	1439,6	1,4967
1100	0,3393	1366,8	1523,8	1,5704	0,2772	1356,2	1510,1	1,5434
1200	0,3696	1416,7	1587,7	1,6101	0,3086	1408,0	1576,6	1,5848
1300	0,3984	1465,7	1650,0	1,6465	0,3285	1458,5	1640,9	1,6224
1400	0,4261	1514,2	1711,3	1,6804	0,3524	1508,1	1703,7	1,6571
1500	0,4531	1562,5	1772,1	1,7123	0,3754	1557,3	1765,7	1,6896
1600	0,4795	1610,8	1832,6	1,7424	0,3978	1606,3	1827,1	1,7201
	p = 3500 lbf/in²				p = 4000 lbf/in²			
650	0,0249	663,5	679,7	0,8630	0,0245	657,7	675,8	0,8574
700	0,0306	759,5	779,3	0,9506	0,0287	742,1	763,4	0,9345
750	0,1046	1058,4	1126,1	1,2440	0,0633	960,7	1007,5	1,1395
800	0,1363	1134,7	1223,0	1,3226	0,1052	1095,0	1172,9	1,2740
900	0,1763	1222,4	1336,5	1,4096	0,1462	1201,5	1309,7	1,3789
1000	0,2066	1287,6	1421,4	1,4699	0,1752	1272,9	1402,6	1,4449
1100	0,2328	1345,2	1496,0	1,5193	0,1995	1333,9	1481,6	1,4973
1200	0,2566	1399,2	1565,3	1,5624	0,2213	1390,1	1553,9	1,5423
1300	0,2787	1451,1	1631,7	1,6012	0,2414	1443,7	1622,4	1,5823
1400	0,2997	1501,9	1696,1	1,6368	0,2603	1495,7	1688,4	1,6188
1500	0,3199	1552,0	1759,2	1,6699	0,2784	1546,7	1752,8	1,6526
1600	0,3395	1601,7	1831,6	1,7010	0,2959	1597,1	1816,1	1,6841
	p = 4400 lbf/in²				p = 4800 lbf/in²			
650	0,0242	653,6	673,3	0,8535	0,0237	649,8	671,0	0,8499
700	0,0278	732,7	755,3	0,9257	0,0271	725,1	749,1	0,9187
750	0,0415	870,8	904,6	1,0513	0,0352	832,6	863,9	1,0154
800	0,0844	1056,5	1125,3	1,2306	0,0668	1011,2	1070,5	1,1827
900	0,1270	1183,7	1287,1	1,3548	0,1109	1164,8	1263,4	1,3310
1000	0,1552	1260,8	1387,2	1,4260	0,1385	1248,3	1317,4	1,4078
1100	0,1784	1324,7	1469,9	1,4809	0,1608	1315,3	1458,1	1,4653
1200	0,1989	1382,8	1544,7	1,5274	0,1802	1375,4	1535,4	1,5133
1300	0,2176	1437,7	1614,9	1,5685	0,1979	1431,7	1607,4	1,5555
1400	0,2352	1490,7	1682,3	1,6057	0,2143	1485,7	1676,1	1,5934
1500	0,2520	1542,7	1747,6	1,6399	0,2300	1538,2	1742,5	1,6282
1600	0,2681	1593,4	1811,7	1,6718	0,2450	1589,8	1807,4	1,6605

Tabela A-5E Propriedades da Água Líquida Comprimida

H_2O

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 500 lbf/in² (T_{sat} = 467,1°F)				p = 1000 lbf/in² (T_{sat} = 544,7°F)			
32	0,015994	0,00	1,49	0,00000	0,015967	0,03	2,99	0,00005
50	0,015998	18,02	19,50	0,03599	0,015972	17,99	20,94	0,03592
100	0,016106	67,87	69,36	0,12932	0,016082	67,70	70,68	0,12901
150	0,016318	117,66	119,17	0,21457	0,016293	117,38	120,40	0,21410
200	0,016608	167,65	169,19	0,29341	0,016580	167,26	170,32	0,29281
300	0,017416	268,92	270,53	0,43641	0,017379	268,24	271,46	0,43552
400	0,018608	373,68	375,40	0,56604	0,018550	372,55	375,98	0,56472
Sat.	0,019748	447,70	449,53	0,64904	0,021591	538,39	542,38	0,74320
	p = 1500 lbf/in² (T_{sat} = 596,4°F)				p = 2000 lbf/in² (T_{sat} = 636,0°F)			
32	0,015939	0,05	4,47	0,00007	0,015912	0,06	5,95	0,00008
50	0,015946	17,95	22,38	0,03584	0,015920	17,91	23,81	0,03575
100	0,016058	67,53	71,99	0,12870	0,016034	67,37	73,30	0,12839
150	0,016268	117,10	121,62	0,21364	0,016244	116,83	122,84	0,21318
200	0,016554	166,87	171,46	0,29221	0,016527	166,49	172,60	0,29162
300	0,017343	267,58	272,39	0,43463	0,017308	266,93	273,33	0,43376
400	0,018493	371,45	376,59	0,56343	0,018439	370,38	377,21	0,56216
500	0,02024	481,8	487,4	0,6853	0,02014	479,8	487,3	0,6832
Sat.	0,02346	605,0	611,5	0,8082	0,02565	662,4	671,9	0,8623
	p = 3000 lbf/in² (T_{sat} = 695,5°F)				p = 4000 lbf/in²			
32	0,015859	0,09	8,90	0,00009	0,015807	0,10	11,80	0,00005
50	0,015870	17,84	26,65	0,03555	0,015821	17,76	29,47	0,03534
100	0,015987	67,04	75,91	0,12777	0,015942	66,72	78,52	0,12714
150	0,016196	116,30	125,29	0,21226	0,016150	115,77	127,73	0,21136
200	0,016476	165,74	174,89	0,29046	0,016425	165,02	177,18	0,28931
300	0,017240	265,66	275,23	0,43205	0,017174	264,43	277,15	0,43038
400	0,018334	368,32	378,50	0,55970	0,018235	366,35	379,85	0,55734
500	0,019944	476,2	487,3	0,6794	0,019766	472,9	487,5	0,6758
Sat.	0,034310	783,5	802,5	0,9732				

H_2O

Propriedades da Água Saturada (Sólido-Vapor): Tabela de Temperatura

Temp. °F	Press. lbf/in²	Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb			Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R		
		Sólido Sat. v_i	Vapor Sat. $v_g \times 10^{-3}$	Sólido Sat. u_i	Subl. u_{ig}	Vapor Sat. u_g	Sólido Sat. h_i	Subl. h_{ig}	Vapor Sat. h_g	Sólido Sat. s_i	Subl. s_{ig}	Vapor Sat. s_g
32,018	0,0887	0,01747	3,302	−143,34	1164,6	1021,2	−143,34	1218,7	1075,4	−0,292	2,479	2,187
32	0,0886	0,01747	3,305	−143,35	1164,6	1021,2	−143,35	1218,7	1075,4	−0,292	2,479	2,187
30	0,0808	0,01747	3,607	−144,35	1164,9	1020,5	−144,35	1218,9	1074,5	−0,294	2,489	2,195
25	0,0641	0,01746	4,506	−146,84	1165,7	1018,9	−146,84	1219,1	1072,3	−0,299	2,515	2,216
20	0,0505	0,01745	5,655	−149,31	1166,5	1017,2	−149,31	1219,4	1070,1	−0,304	2,542	2,238
15	0,0396	0,01745	7,13	−151,75	1167,3	1015,5	−151,75	1219,7	1067,9	−0,309	2,569	2,260
10	0,0309	0,01744	9,04	−154,17	1168,1	1013,9	−154,17	1219,9	1065,7	−0,314	2,597	2,283
5	0,0240	0,01743	11,52	−156,56	1168,8	1012,2	−156,56	1220,1	1063,5	−0,320	2,626	2,306
0	0,0185	0,01743	14,77	−158,93	1169,5	1010,6	−158,93	1220,2	1061,2	−0,325	2,655	2,330
−5	0,0142	0,01742	19,03	−161,27	1170,2	1008,9	−161,27	1220,3	1059,0	−0,330	2,684	2,354
−10	0,0109	0,01741	24,66	−163,59	1170,9	1007,3	−163,59	1220,4	1056,8	−0,335	2,714	2,379
−15	0,0082	0,01740	32,2	−165,89	1171,5	1005,6	−165,89	1220,5	1054,6	−0,340	2,745	2,405
−20	0,0062	0,01740	42,2	−168,16	1172,1	1003,9	−168,16	1220,6	1052,4	−0,345	2,776	2,431
−25	0,0046	0,01739	55,7	−170,40	1172,7	1002,3	−170,40	1220,6	1050,2	−0,351	2,808	2,457
−30	0,0035	0,01738	74,1	−172,63	1173,2	1000,6	−172,63	1220,6	1048,0	−0,356	2,841	2,485
−35	0,0026	0,01737	99,2	−174,82	1173,8	998,9	−174,82	1220,6	1045,8	−0,361	2,874	2,513
−40	0,0019	0,01737	133,8	−177,00	1174,3	997,3	−177,00	1220,6	1043,6	−0,366	2,908	2,542

Propriedades do Refrigerante 22 Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura

Temp. °F	Press. lbf/in²	Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb		Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R		Temp. °F
		Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	
−80	4,781	0,01090	9,6984	−10,30	87,24	−10,29	106,11	95,82	−0,0257	0,2538	−80
−60	8,834	0,01113	5,4744	−5,20	89,16	−5,18	103,30	98,12	−0,0126	0,2458	−60
−55	10,187	0,01120	4,7933	−3,91	89,64	−3,89	102,58	98,68	−0,0094	0,2441	−55
−50	11,701	0,01126	4,2123	−2,62	90,12	−2,60	101,84	99,24	−0,0063	0,2424	−50
−45	13,387	0,01132	3,7147	−1,33	90,59	−1,30	101,10	99,80	−0,0031	0,2407	−45
−40	15,261	0,01139	3,2869	−0,03	91,07	0,00	100,35	100,35	0,0000	0,2391	−40
−35	17,335	0,01145	2,9176	1,27	91,54	1,31	99,59	100,90	0,0031	0,2376	−35
−30	19,624	0,01152	2,5976	2,58	92,00	2,62	98,82	101,44	0,0061	0,2361	−30
−25	22,142	0,01159	2,3195	3,89	92,47	3,94	98,04	101,98	0,0092	0,2347	−25
−20	24,906	0,01166	2,0768	5,21	92,93	5,26	97,24	102,50	0,0122	0,2334	−20
−15	27,931	0,01173	1,8644	6,53	93,38	6,59	96,43	103,03	0,0152	0,2321	−15
−10	31,233	0,01181	1,6780	7,86	93,84	7,93	95,61	103,54	0,0182	0,2308	−10
−5	34,829	0,01188	1,5138	9,19	94,28	9,27	94,78	104,05	0,0211	0,2296	−5
0	38,734	0,01196	1,3688	10,53	94,73	10,62	93,93	104,55	0,0240	0,2284	0
5	42,967	0,01204	1,2404	11,88	95,17	11,97	93,06	105,04	0,0270	0,2272	5
10	47,545	0,01212	1,1264	13,23	95,60	13,33	92,18	105,52	0,0298	0,2261	10
15	52,486	0,01220	1,0248	14,58	96,03	14,70	91,29	105,99	0,0327	0,2250	15
20	57,808	0,01229	0,9342	15,95	96,45	16,08	90,38	106,45	0,0356	0,2240	20
25	63,529	0,01237	0,8531	17,31	96,87	17,46	89,45	106,90	0,0384	0,2230	25
30	69,668	0,01246	0,7804	18,69	97,28	18,85	88,50	107,35	0,0412	0,2220	30
35	76,245	0,01255	0,7150	20,07	97,68	20,25	87,53	107,78	0,0441	0,2210	35
40	83,278	0,01265	0,6561	21,46	98,08	21,66	86,54	108,20	0,0468	0,2200	40
45	90,787	0,01275	0,6029	22,86	98,47	23,07	85,53	108,60	0,0496	0,2191	45
50	98,792	0,01285	0,5548	24,27	98,84	24,50	84,49	108,99	0,0524	0,2182	50
55	107,31	0,01295	0,5112	25,68	99,22	25,94	83,44	109,37	0,0552	0,2173	55
60	116,37	0,01306	0,4716	27,10	99,58	27,38	82,36	109,74	0,0579	0,2164	60
65	125,98	0,01317	0,4355	28,53	99,93	28,84	81,25	110,09	0,0607	0,2155	65
70	136,18	0,01328	0,4027	29,98	100,27	30,31	80,11	110,42	0,0634	0,2147	70
75	146,97	0,01340	0,3726	31,43	100,60	31,79	78,95	110,74	0,0661	0,2138	75
80	158,38	0,01352	0,3452	32,89	100,92	33,29	77,75	111,04	0,0689	0,2130	80
85	170,44	0,01365	0,3200	34,36	101,22	34,80	76,53	111,32	0,0716	0,2121	85
90	183,16	0,01378	0,2969	35,85	101,51	36,32	75,26	111,58	0,0743	0,2113	90
95	196,57	0,01392	0,2756	37,35	101,79	37,86	73,96	111,82	0,0771	0,2104	95
100	210,69	0,01407	0,2560	38,86	102,05	39,41	72,63	112,04	0,0798	0,2095	100
105	225,54	0,01422	0,2379	40,39	102,29	40,99	71,24	112,23	0,0825	0,2087	105
110	241,15	0,01438	0,2212	41,94	102,52	42,58	69,82	112,40	0,0852	0,2078	110
115	257,55	0,01455	0,2058	43,50	102,72	44,19	68,34	112,53	0,0880	0,2069	115
120	274,75	0,01472	0,1914	45,08	102,90	45,83	66,81	112,64	0,0907	0,2060	120
140	352,17	0,01555	0,1433	51,62	103,36	52,64	60,06	112,70	0,1019	0,2021	140

Fonte: As Tabelas A-7E a A-9E são calculadas com base nas equações de A. Kamei e S. W. Beyerlein, "A Fundamental Equation for Chlorodifluoromethane (R-22)", *Fluid Phase Equilibria*, Vol. 80, No. 11, 1992, p. 71-86.

R-22

Tabela A-8E Propriedades do Refrigerante 22 Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão

Press. lbf/in²	Temp. °F	Volume Específico ft³/lb Líquido Sat v_l	Volume Específico ft³/lb Vapor Sat. v_g	Energia Interna Btu/lb Líquido Sat. u_l	Energia Interna Btu/lb Vapor Sat. u_g	Entalpia Btu/lb Líquido Sat. h_l	Entalpia Btu/lb Evap. h_{fg}	Entalpia Btu/lb Vapor Sat. h_g	Entropia Btu/lb · °R Líquido Sat. s_l	Entropia Btu/lb · °R Vapor Sat. s_g	Press. lbf/in²
5	−78,62	0,01091	9,3014	−9,95	87,37	−9.93	105,92	95.98	−0,0248	0,2532	5
10	−55,66	0,01119	4,8769	−4.08	89,58	−4,06	102,67	98,61	−0,0098	0,2443	10
15	−40.67	0,01138	3,3402	−0,21	91,00	−0,17	100.45	100,28	−0,0004	0,2393	15
20	−29,22	0,01153	2,5518	2,78	92,07	2,83	98,70	101,52	0,0066	0,2359	20
25	−19,84	0.01166	2,0695	5,25	92,94	5,31	97,22	102,52	0,0123	0,2333	25
30	−11,82	0,01178	1,7430	7,38	93,67	7,44	95,91	103,35	0,0171	0,2313	30
35	−4,77	0.01189	1,5068	9,25	94,30	9.33	94,74	104,07	0,0212	0,2295	35
40	1,54	0,01198	1,3277	10.94	94.86	11,03	93,66	104,70	0,0249	0,2280	40
45	7,27	0,01207	1,1870	12,49	95.37	12,59	92,67	105,26	0,0283	0,2267	45
50	12,53	0,01216	1,0735	13,91	95,82	14,03	91,73	105,76	0,0313	0,2256	50
55	17,41	0,01224	0,9799	15,24	96,23	15,36	90,85	106,21	0,0341	0,2245	55
60	21,96	0,01232	0,9014	16,48	96,62	16,62	90,01	106,63	0,0367	0,2236	60
65	26,23	0,01239	0,8345	17,65	96,97	17,80	89,21	107,01	0,0391	0,2227	65
70	30,26	0,01247	0,7768	18,76	97,30	18,92	88,45	107,37	0,0414	0,2219	70
75	34,08	0,01254	0,7265	19,82	97,61	19,99	87,71	107,70	0,0435	0,2212	75
80	37.71	0.01260	0,6823	20,83	97,90	21,01	86,99	108,00	0,0456	0,2205	80
85	41,18	0,01267	0,6431	21,79	98,17	21,99	86,30	108,29	0,0475	0,2198	85
90	44,49	0,01274	0.6081	22,72	98,43	22,93	85,63	108,56	0.0494	0,2192	90
95	47,67	0,01280	0,5766	23,61	98,67	23,84	84,98	108,81	0,0511	0,2186	95
100	50,73	0,01286	0,5482	24,47	98,90	24,71	84,34	109,05	0,0528	0,2181	100
110	56,52	0,01298	0.4988	26,11	99,33	26,37	83,11	109,49	0,0560	0,2170	110
120	61,92	0,01310	0,4573	27,65	99,71	27,94	81,93	109,88	0,0590	0,2161	120
130	67,00	0,01321	0,4220	29,11	100,07	29,43	80.80	110,22	0,0618	0,2152	130
140	71,80	0,01332	0,3915	30,50	100,39	30.84	79.70	110,54	0,0644	0,2144	140
150	76,36	0,01343	0,3649	31,82	100.69	32,20	78,63	110,82	0,0669	0,2136	150
160	80,69	0,01354	0.3416	33,09	100,96	33,49	77,59	111,08	0,0693	0,2128	160
170	84,82	0,01365	0,3208	34,31	101,21	34,74	76,57	111,31	0,0715	0,2121	170
180	88.78	0,01375	0,3023	35,49	101,44	35,95	75,57	111,52	0,0737	0,2115	180
190	92,58	0,01386	0,2857	36,62	101,66	37.11	74,60	111,71	0,0757	0,2108	190
200	96,24	0,01396	0.2706	37,72	101,86	38,24	73,64	111,88	0,0777	0,2102	200
225	104,82	0,01422	0,2386	40,34	102,28	40,93	71,29	112,22	0,0824	0,2087	225
250	112,73	0,01447	0,2126	42,79	102,63	43,46	69,02	112,47	0,0867	0,2073	250
275	120,07	0,01473	0,1912	45.10	102,91	45,85	66,79	112,64	0,0908	0,2060	275
300	126,94	0,01499	0,1732	47,30	103,11	48,14	64,60	112,73	0.0946	0,2047	300
325	133,39	0,01525	0,1577	49,42	103.26	50,33	62,42	112,75	0,0982	0,2034	325
350	139,49	0,01552	0,1444	51,45	103,35	52,46	60,25	112,71	0,1016	0,2022	350

Tabela A-9E Propriedades do Vapor de Refrigerante 22 Superaquecido

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 5 lbf/in² (T_{sat} = −78,62°F)				p = 10 lbf/in² (T_{sat} = −55,66°F)			
Sat.	9,3014	87,37	95,98	0,2532	4,8769	89,58	98.61	0,2443
−70	9,5244	88,31	97,13	0,2562				
−60	9,7823	89,43	98,48	0,2596				
−50	10,0391	90.55	99,84	0,2630	4,9522	90,23	99.40	0,2462
−40	10,2952	91,69	101,22	0,2663	5,0846	91.39	100,81	0,2496
−30	10,5506	92,84	102.61	0,2696	5,2163	92,57	102,23	0,2530
−20	10,8054	94,01	104,01	0,2728	5,3472	93,75	103.65	0,2563
−10	11,0596	95,19	105,43	0.2760	5,4775	94,95	105.09	0,2595
0	11,3133	96.39	106,87	0,2791	5,6073	96,16	106,55	0,2627
10	11,5666	97,60	108,31	0,2822	5,7366	97,39	108,01	0,2658
20	11,8195	98.83	109,77	0,2853	5,8655	98,63	109,49	0,2690
30	12,0720	100,07	111,25	0,2884	5,9941	99,88	110,98	0,2720
40	12,3242	101,33	112,74	0,2914	6,1223	101,15	112,49	0,2751
	p = 15 lbf/in² (T_{sat} = −40,67°F)				p = 20 lbf/in² (T_{sat} = −29,22°F)			
Sat.	3,3402	91,00	100,28	0,2393	2,5518	92,07	101,52	0,2359
−40	3,3463	91,08	100.38	0,2396				
−30	3,4370	92.28	101,83	0,2430				
−20	3,5268	93,49	103,28	0,2463	2,6158	93,21	102,90	0,2391
−10	3,6160	94,70	104,75	0,2496	2,6846	94,45	104,39	0.2424
0	3,7046	95,93	106,22	0,2529	2,7528	95,69	105,89	0,2457
10	3,7927	97,17	107,71	0,2561	2,8204	96,95	107,39	0,2490
20	3,8804	98,43	109,20	0.2592	2,8875	98,22	108,91	0,2522
30	3,9677	99,69	110,71	0,2623	2,9542	99,49	110,43	0,2553
40	4,0546	100,97	112,23	0,2654	3,0205	100,78	111,97	0,2584
50	4,1412	102.26	113,76	0,2684	3,0865	102,09	113,52	0,2615
60	4,2275	103,57	115,31	0,2714	3,1522	103,40	115,08	0,2645
70	4,3136	104,89	116,87	0,2744	3.2176	104,73	116,65	0,2675
	p = 25 lbf/in² (T_{sat} = −19,84°F)				p = 30 lbf/in² (T_{sat} = −11,82°F)			
Sat.	2,0695	92,94	102,52	0,2333	1,7430	93,67	103,35	0,2313
−10	2,1252	94,18	104,02	0,2367	1,7518	93,91	103,64	0,2319
0	2,1812	95,45	105,54	0,2400	1,7997	95,19	105,19	0,2353
10	2,2365	96,72	107,07	0,2433	1,8470	96,48	106,74	0,2386
20	2,2914	98,00	108,61	0,2466	1,8937	97,78	108,30	0,2419
30	2,3458	99.29	110,15	0,2498	1,9400	99,09	109,86	0,2451
40	2,3998	100,59	111,70	0,2529	1,9858	100,40	111,43	0,2483
50	2,4535	101,91	113,27	0,2560	2,0313	101,73	113,01	0,2514
60	2,5068	103,23	114.84	0,2590	2,0764	103,06	114,60	0,2545
70	2,5599	104.57	116,42	0,2621	2,1213	104,41	116,19	0,2576
80	2,6127	105,92	118.01	0,2650	2,1659	105,77	117,80	0,2606
90	2,6654	107.28	119,62	0,2680	2,2103	107,13	119,41	0,2635
100	2,7178	108,65	121,24	0,2709	2,2545	108,52	121,04	0,2665

R-22

Tabela A-9E **(Continuação)**

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R
	p = 40 lbf/in² (T_{sat} = 1,54°F)				p = 50 lbf/in² (T_{sat} = 12,53°F)			
Sat.	1,3277	94,86	104,70	0,2280	1,0735	95,82	105,76	0,2256
10	1,3593	95,99	106,06	0,2310				
20	1,3960	97,33	107,67	0,2343	1,0965	96,85	107,00	0,2282
30	1,4321	98,66	109,27	0,2376	1,1268	98,22	108,65	0,2316
40	1,4678	100,01	110,88	0,2409	1,1565	99,59	110,30	0,2349
50	1,5032	101,35	112,49	0,2441	1,1858	100,97	111,95	0,2382
60	1,5381	102,71	114,10	0,2472	1,2147	102,35	113,60	0,2414
70	1,5728	104,08	115,73	0,2503	1,2433	103,74	115,25	0,2445
80	1,6071	105,45	117,36	0,2534	1,2716	105,13	116,90	0,2476
90	1,6413	106,84	118,99	0,2564	1,2996	106,53	118,57	0,2507
100	1,6752	108,23	120,64	0,2593	1,3274	107,95	120,24	0,2537
110	1,7089	109,64	122,30	0,2623	1,3549	109,37	121,91	0,2567
120	1,7424	111,06	123,97	0,2652	1,3823	110,80	123,60	0,2596

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R
	p = 60 lbf/in² (T_{sat} = 21,96°F)				p = 70 lbf/in² (T_{sat} = 30,26°F)			
Sat.	0,9014	96,62	106,63	0,2236	0,7768	97,30	107,37	0,2219
30	0,9226	97,75	108,00	0,2264				
40	0,9485	99,16	109,70	0,2298	0,7994	98,71	109,07	0,2254
50	0,9739	100,57	111,39	0,2332	0,8221	100,15	110,81	0,2288
60	0,9988	101,98	113,07	0,2365	0,8443	101,59	112,53	0,2321
70	1,0234	103,39	114,76	0,2397	0,8660	103,03	114,25	0,2354
80	1,0476	104,80	116,44	0,2428	0,8874	104,46	115,97	0,2386
90	1,0716	106,22	118,13	0,2459	0,9086	105,90	117,68	0,2418
100	1,0953	107,65	119,82	0,2490	0,9294	107,35	119,40	0,2449
110	1,1188	109,09	121,52	0,2520	0,9500	108,80	121,12	0,2479
120	1,1421	110,53	123,22	0,2549	0,9704	110,26	122,84	0,2509
130	1,1653	111,99	124,93	0,2579	0,9907	111,73	124,57	0,2539
140	1,1883	113,45	126,65	0,2608	1,0107	113,21	126,31	0,2568

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R
	p = 80 lbf/in² (T_{sat} = 37,71°F)				p = 90 lbf/in² (T_{sat} = 44,49°F)			
Sat.	0,6823	97,90	108,00	0,2205	0,6081	98,43	108,56	0,2192
40	0,6871	98,24	108,42	0,2213				
50	0,7079	99,72	110,20	0,2248	0,6186	99,26	109,57	0,2212
60	0,7280	101,19	111,97	0,2283	0,6373	100,77	111,39	0,2247
70	0,7478	102,65	113,73	0,2316	0,6555	102,27	113,19	0,2282
80	0,7671	104,11	115,48	0,2349	0,6733	103,76	114,98	0,2315
90	0,7861	105,58	117,22	0,2381	0,6907	105,24	116,75	0,2348
100	0,8048	107,04	118,97	0,2412	0,7078	106,73	118,52	0,2380
110	0,8233	108,51	120,71	0,2443	0,7246	108,22	120,29	0,2411
120	0,8416	109,99	122,45	0,2474	0,7412	109,71	122,06	0,2442
130	0,8596	111,47	124,20	0,2504	0,7576	111,20	123,83	0,2472
140	0,8775	112,96	125,96	0,2533	0,7739	112,71	125,60	0,2502
150	0,8953	114,46	127,72	0,2562	0,7899	114,22	127,38	0,2531

Tabela A-9E **(Continuação)**

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R
	p = 100 lbf/in² (T_{sat} = 50,73°F)				p = 120 lbf/in² (T_{sat} = 61,92°F)			
Sat.	0,5482	98,90	109,05	0,2181	0,4573	99,71	109,88	0,2161
60	0,5645	100,33	110,79	0,2214				
80	0,5980	103,38	114,46	0,2284	0,4846	102,60	113,37	0,2227
100	0,6300	106,40	118,07	0,2349	0,5130	105,73	117,13	0,2295
120	0,6609	109,42	121,66	0,2412	0,5400	108,83	120,83	0,2360
140	0,6908	112,45	125,24	0,2473	0,5661	111,92	124,50	0,2422
160	0,7201	115,50	128,83	0,2532	0,5914	115,02	128,16	0,2482
180	0,7489	118,58	132,45	0,2589	0,6161	118,15	131,84	0,2541
200	0,7771	121,69	136,08	0,2645	0,6404	121,30	135,53	0,2597
220	0,8051	124,84	139,75	0,2700	0,6642	124,48	139,24	0,2653
240	0,8327	128,04	143,45	0,2754	0,6878	127,69	142,98	0,2707
260	0,8600	131,27	147,19	0,2806	0,7110	130,95	146,75	0,2760
280	0,8871	134,54	150,97	0,2858	0,7340	134,24	150,55	0,2812
300	0,9140	137,85	154,78	0,2909	0,7568	137,57	154,39	0,2863

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R
	p = 140 lbf/in² (T_{sat} = 71,80°F)				p = 160 lbf/in² (T_{sat} = 80,69°F)			
Sat.	0,3915	100,39	110,54	0,2144	0,3416	100,96	111,08	0,2128
80	0,4028	101,76	112,20	0,2175				
100	0,4289	105,02	116,14	0,2246	0,3653	104,26	115,08	0,2201
120	0,4534	108,21	119,96	0,2313	0,3881	107,56	119,06	0,2271
140	0,4768	111,37	123,73	0,2377	0,4095	110,81	122,94	0,2337
160	0,4993	114,53	127,48	0,2439	0,4301	114,03	126,77	0,2400
180	0,5212	117,70	131,21	0,2498	0,4499	117,25	130,57	0,2460
200	0,5426	120,89	134,96	0,2556	0,4692	120,47	134,37	0,2518
220	0,5636	124,10	138,71	0,2612	0,4880	123,72	138,18	0,2575
240	0,5842	127,35	142,49	0,2666	0,5065	126,99	142,00	0,2631
260	0,6045	130,62	146,30	0,2720	0,5246	130,30	145,84	0,2685
280	0,6246	133,94	150,13	0,2773	0,5425	133,63	149,70	0,2738
300	0,6445	137,29	154,00	0,2824	0,5602	137,00	153,60	0,2790
320	0,6642	140,68	157,89	0,2875	0,5777	140,41	157,62	0,2841

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R
	p = 180 lbf/in² (T_{sat} = 88,78°F)				p = 200 lbf/in² (T_{sat} = 96,24°F)			
Sat.	0,3023	101,44	111,52	0,2115	0,2706	101,86	111,88	0,2102
100	0,3154	103,44	113,95	0,2159	0,2748	102,56	112,73	0,2117
120	0,3369	106,88	118,11	0,2231	0,2957	106,15	117,10	0,2194
140	0,3570	110,21	122,11	0,2299	0,3148	109,59	121,25	0,2264
160	0,3761	113,50	126,04	0,2364	0,3327	112,96	125,28	0,2330
180	0,3943	116,78	129,92	0,2425	0,3497	116,29	129,25	0,2393
200	0,4120	120,05	133,78	0,2485	0,3661	119,61	133,17	0,2454
220	0,4292	123,33	137,64	0,2542	0,3820	122,94	137,08	0,2512
240	0,4459	126,64	141,50	0,2598	0,3975	126,27	140,99	0,2569
260	0,4624	129,96	145,38	0,2653	0,4126	129,63	144,91	0,2624
280	0,4786	133,32	149,28	0,2706	0,4275	133,01	148,84	0,2678
300	0,4946	136,71	153,20	0,2759	0,4422	136,42	152,79	0,2731
320	0,5104	140,13	157,15	0,2810	0,4566	139,86	156,77	0,2782
340	0,5260	143,59	161,12	0,2860	0,4709	143,33	160,77	0,2833

Tabela A-9E **(Continuação)**

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 225 lbf/in² (T_{sat} = 104,82°F)				p = 250 lbf/in² (T_{sat} = 112,73°F)			
Sat.	0,2386	102,28	112,22	0,2087	0,2126	102,63	112,47	0,2073
120	0,2539	105,17	115,75	0,2149	0,2198	104,10	114,27	0,2104
140	0,2722	108,78	120,12	0,2223	0,2378	107,90	118,91	0,2183
160	0,2891	112,26	124,30	0,2291	0,2540	111,51	123,27	0,2255
180	0,3050	115,67	128,38	0.2356	0,2690	115.02	127,48	0,2321
200	0,3202	119,06	132,40	0,2418	0,2833	118,48	131,59	0,2385
220	0,3348	122,43	136,38	0,2477	0.2969	121,91	135,66	0,2445
240	0,3490	125,81	140,35	0,2535	0,3101	125,33	139.69	0,2504
260	0,3628	129,20	144,32	0,2591	0,3229	128,76	143,71	0.2560
280	0,3764	132,61	148,29	0,2645	0,3354	132,21	147,73	0,2616
300	0,3896	136,05	152,28	0.2699	0,3476	135,67	151.76	0,2669
320	0,4027	139,51	156,29	0,2751	0,3596	139,16	155,81	0,2722
340	0,4156	143,00	160,32	0,2802	0,3715	142,67	159,87	0,2773
360	0,4284	146,33	164,38	0,2852	0,3831	146,22	163,95	0,2824

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 275 lbf/in² (T_{sat} = 120,07°F)				p = 300 lbf/in² (T_{sat} = 126,94°F)			
Sat.	0,1912	102.91	112,64	0.2060	0,1732	103,11	112,73	0,2047
140	0,2092	106,96	117,61	0,2144	0,1849	105,93	116.20	0,2105
160	0,2250	110,73	122.19	0,2219	0,2006	109,89	121,04	0,2185
180	0,2395	144,35	126,54	0,2288	0,2146	133,64	125,56	0,2257
200	0,2530	117,88	130,77	0,2353	0,2276	117,26	129,91	0.2324
220	0,2659	121,38	134,91	0,2415	0,2399	120,83	134,15	0,2387
240	0,2782	124,85	139,02	0,2475	0.2516	124.35	138,33	0,2447
260	0,2902	128.32	143,10	0,2532	0,2629	127,87	142,47	0.2506
280	0,3018	131,80	147,17	0,2588	0,2739	131,38	146,59	0,2562
300	0,3132	135,29	151,24	0,2642	0,2845	134,90	150,71	0,2617
320	0,3243	138,80	155,32	0,2695	0,2949	138,44	154,83	0,2671
340	0,3353	142,34	159.41	0,2747	0,3051	142,00	158,95	0,2723
360	0,3461	145,90	163,53	0,2798	0,3152	145,58	163,09	0,2774

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 325 lbf/in² (T_{sat} = 133,39°F)				p = 350 lbf/in² (T_{sat} = 139.49°F)			
Sat.	0,1577	103,26	112,75	0,2034	0,1444	103,35	112,71	0,2022
140	0,1637	104,78	114,63	0,2066	0,1448	103,48	112,86	0,2024
160	0,1796	109,00	119,81	0,2151	0,1605	107,90	118,30	0,2113
180	0,1934	112,89	124,53	0,2226	0,1747	112,06	123,38	0,2194
200	0,2061	116,62	129,02	0,2295	0,1874	115,95	128,10	0,2267
220	0,2179	120,26	133,37	0,2360	0,1987	119,65	132,53	0,2333
240	0,2291	123,84	137,63	0,2422	0,2095	123,31	136,89	0,2396
260	0,2398	127,40	141,83	0,2481	0,2199	126,93	141,18	0,2457
280	0,2501	130,96	146,01	0,2538	0,2297	130,52	145,41	0,2514
300	0,2602	134,51	150,17	0,2593	0,2393	134,12	149.62	0,2571
320	0,2700	138,08	154,33	0,2647	0,2486	137,71	153,82	0,2626
340	0,2796	141,66	158,49	0,2700	0.2577	141,32	158,02	0.2679
360	0,2891	145,26	162,66	0,2752	0.2666	144,95	162,23	0,2730
380	0,2983	148,89	166,85	0,2802	0,2754	148,59	166,43	0,2781

Tabela A-10E **Propriedades do Refrigerante 134a Saturado (Liquido-Vapor): Tabela de Temperatura**

Temp. °F	Press. lbf/in²	Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb		Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R		Temp. °F
		Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	
−40	7,490	0,01130	5,7173	−0,02	87,90	0,00	95,82	95.82	0,0000	0,2283	−40
−30	9,920	0,01143	4.3911	2,81	89,26	2,83	94,49	97,32	0,0067	0,2266	−30
−20	12,949	0.01156	3,4173	5,69	90,62	5.71	93,10	98,81	0,0133	0,2250	−20
−15	14,718	0,01163	3,0286	7,14	91,30	7,17	92,38	99,55	0,0166	0,2243	−15
−10	16,674	0,01170	2,6918	8,61	91,98	8,65	91,64	100,29	0,0199	0,2236	−10
−5	18,831	0,01178	2,3992	10,09	92,66	10,13	90,89	101,02	0,0231	0,2230	−5
0	21.203	0,01185	2,1440	11,58	93.33	11,63	90,12	101,75	0,0264	0,2224	0
5	23,805	0,01193	1,9208	13,09	94,01	13,14	89,33	102,47	0,0296	0,2219	5
10	26,651	0,01200	1,7251	14.60	94,68	14,66	88.53	103,19	0,0329	0,2214	10
15	29.756	0,01208	1,5529	16.13	95,35	16,20	87,71	103,90	0.0361	0,2209	15
20	33,137	0,01216	1,4009	17,67	96.02	17,74	86,87	104,61	0,0393	0,2205	20
25	36,809	0,01225	1.2666	19,22	96,69	19,30	86,02	105,32	0,0426	0,2200	25
30	40,788	0,01233	1,1474	20,78	97,35	20,87	85,14	106,01	0,0458	0,2196	30
40	49,738	0,01251	0,9470	23,94	98,67	24,05	83,34	107,39	0,0522	0,2189	40
50	60,125	0,01270	0,7871	27,14	99,98	27,28	81,46	108,74	0,0585	0,2183	50
60	72,092	0,01290	0,6584	30,39	101,27	30,56	79,49	110,05	0,0648	0,2178	60
70	85,788	0,01311	0,5538	33,68	102,54	33,89	77,44	111,33	0,0711	0,2173	70
80	101,37	0,01334	0,4682	37,02	103,78	37,27	75,29	112,56	0,0774	0,2169	80
85	109.92	0,01346	0,4312	38,72	104,39	38,99	74,17	113.16	0,0805	0,2167	85
90	118,99	0,01358	0,3975	40,42	105,00	40,72	73,03	113,75	0,0836	0,2165	90
95	128.62	0,01371	0,3668	42,14	105,60	42,47	71.86	114,33	0,0867	0,2163	95
100	138,83	0,01385	0,3388	43,87	106,18	44,23	70.66	114,89	0.0898	0,2161	100
105	149,63	0,01399	0,3131	45,62	106,76	46,01	69,42	115,43	0,0930	0,2159	105
110	161,04	0,01414	0,2896	47,39	107,33	47,81	68,15	115,96	0,0961	0,2157	110
115	173,10	0,01429	0,2680	49,17	107,88	49,63	66,84	116,47	0,0992	0,2155	115
120	185,82	0,01445	0,2481	50,97	108,42	51,47	65,48	116,95	0,1023	0,2153	120
140	243,86	0,01520	0,1827	58,39	110,41	59,08	59,57	118,65	0,1150	0,2143	140
160	314.63	0,01617	0,1341	66,26	111,97	67,20	52,58	119,78	0,1280	0,2128	160
180	400,22	0,01758	0,0964	74,83	112,77	76,13	43,78	119,91	0,1417	0,2101	180
200	503,52	0,02014	0,0647	84.90	111,66	86,77	30,92	117,69	0,1575	0,2044	200
210	563,51	0.02329	0,0476	91,84	108,48	94,27	19,18	113,45	0,1684	0,1971	210

Fonte: ASHRAE Transactions 1988, Vol. 4, Part 2. ©American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., www.ashrae.org.

R-134a

Tabela A-11E Propriedades do Refrigerante 134a Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão

Press. lbf/in^2	Temp. °F	Volume Específico ft^3/lb Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Energia Interna Btu/lb Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Entalpia Btu/lb Líquido Sat. h_f	Evap h_{fg}	Vapor Sat h_g	Entropia Btu/lb · °R Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Press. lbf/in^2
5	−53,48	0,01113	8,3508	−3,74	86.07	−3,73	97,53	93,79	−0,0090	0,2311	5
10	−29,71	0,01143	4,3581	2,89	89,30	2,91	94,45	97,37	0,0068	0,2265	10
15	−14,25	0,01164	2,9747	7,36	91,40	7.40	92,27	99,66	0,0171	0,2242	15
20	−2,48	0,01181	2,2661	10,84	93,00	10,89	90,50	101,39	0,0248	0,2227	20
30	15,38	0,01209	1,5408	16,24	95,40	16,31	87,65	103,96	0,0364	0,2209	30
40	29.04	0,01232	1,1692	20.48	97,23	20,57	85,31	105,88	0.0452	0,2197	40
50	40,27	0,01252	0,9422	24,02	98,71	24.14	83,29	107,43	0,0523	0,2189	50
60	49,89	0,01270	0,7887	27,10	99.96	27,24	81,48	108.72	0,0584	0,2183	60
70	58,35	0.01286	0,6778	29,85	101,05	30,01	79,82	109.83	0,0638	0,2179	70
80	65,93	0.01302	0,5938	32,33	102.02	32,53	78,28	110,81	0,0686	0,2175	80
90	72,83	0,01317	0.5278	34,62	102,89	34,84	76,84	111,68	0,0729	0,2172	90
100	79,17	0,01332	0,4747	36,75	103,68	36,99	75,47	112,46	0,0768	0,2169	100
120	90,54	0,01360	0.3941	40,61	105,06	40,91	72,91	113,82	0,0839	0,2165	120
140	100,56	0,01386	0,3358	44,07	106,25	44,43	70,52	114,95	0,0902	0,2161	140
160	109,56	0,01412	0,2916	47,23	107,28	47,65	68,26	115,91	0,0958	0,2157	160
180	117,74	0,01438	0,2569	50,16	108.18	50,64	66,10	116,74	0,1009	0,2154	180
200	125,28	0,01463	0,2288	52,90	108,98	53,44	64,01	117,44	0,1057	0,2151	200
220	132,27	0,01489	0.2056	55,48	109,68	56,09	61,96	118.05	0,1101	0,2147	220
240	138.79	0,01515	0,1861	57,93	110,30	58,61	59,96	118.56	0,1142	0,2144	240
260	144,92	0,01541	0,1695	60,28	110,84	61,02	57,97	118,99	0,1181	0,2140	260
280	150,70	0,01568	0,1550	62,53	111,31	63,34	56,00	119,35	0,1219	0,2136	280
300	156,17	0,01596	0,1424	64,71	111,72	65,59	54,03	119,62	0,1254	0,2132	300
350	168,72	0,01671	0.1166	69,88	112,45	70,97	49,03	120,00	0,1338	0,2118	350
400	179,95	0,01758	0,0965	74,81	112,77	76,11	43,80	119,91	0,1417	0,2102	400
450	190,12	0,01863	0,0800	79,63	112,60	81,18	38,08	119,26	0,1493	0,2079	450
500	199,38	0,02002	0,0657	84,54	111,76	86,39	31,44	117,83	0,1570	0,2047	500

Fonte ASHRAE Transactions 1988, Vol. 4, Part 2. ©American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., www.ashrae.org.

R-134a

Tabela A-12E Propriedades do Vapor de Refrigerante 134a Superaquecido

T °F	v ft^3/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft^3/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	$p = 10\ lbf/in^2$ ($T_{sat} = -29,71°F$)				$p = 15\ lbf/in^2$ ($T_{sat} = -14,25°F$)			
Sat.	4,3581	89,30	97,37	0,2265	2,9747	91,40	99,66	0,2242
−20	4,4718	90,89	99,17	0,2307				
0	4,7026	94,24	102,94	0,2391	3,0893	93,84	102,42	0,2303
20	4,9297	97,67	106,79	0,2472	3,2468	97,33	106,34	0.2386
40	5.1539	101,19	110.72	0,2553	3,4012	100,89	110.33	0,2468
60	5,3758	104,80	114,74	0,2632	3,5533	104,54	114,40	0,2548
80	5,5959	108,50	118,85	0,2709	3,7034	108,28	118,56	0,2626
100	5,8145	112,29	123,05	0,2786	3,8520	112,10	122,79	0,2703
120	6.0318	116.18	127.34	0,2861	3,9993	116,01	127,11	0,2779
140	6,2482	120.16	131,72	0.2935	4,1456	120,00	131,51	0,2854
160	6,4638	124.23	136,19	0,3009	4,2911	124,09	136,00	0,2927
180	6.6786	128,38	140.74	0.3081	4.4359	128,26	140,57	0,3000
200	6.8929	132,63	145,39	0,3152	4,5801	132.52	145,23	0,3072
	$p = 20\ lbf/in^2$ ($T_{sat} = -2,48°F$)				$p = 30\ lbf/in^2$ ($T_{sat} = 15,38°F$)			
Sat.	2,2661	93,00	101,39	0,2227	1,5408	95,40	103,96	0,2209
0	2,2816	93,43	101,88	0,2238				
20	2,4046	96,98	105,88	0,2323	1,5611	96,26	104,92	0,2229
40	2,5244	100,59	109,94	0,2406	1,6465	99,98	109,12	0,2315
60	2,6416	104,28	114,06	0,2487	1,7293	103,75	113,35	0,2398
80	2,7569	108,05	118,25	0,2566	1,8098	107,59	117,63	0,2478
100	2,8705	111,90	122,52	0.2644	1,8887	111,49	121,98	0,2558
120	2,9829	115,83	126,87	0,2720	1,9662	115,47	126,39	0,2635
140	3,0942	119,85	131,30	0,2795	2,0426	119,53	130,87	0.2711
160	3,2047	123.95	135,81	0,2869	2,1181	123,66	135,42	0,2786
180	3,3144	128,13	140,40	0,2922	2,1929	127,88	140,05	0,2859
200	3,4236	132,40	145,07	0,3014	2,2671	132,17	144,76	0,2932
220	3,5323	136,76	149.83	0,3085	2,3407	136.55	149,54	0,3003
	$p = 40\ lbf/in^2$ ($T_{sat} = 29,04°F$)				$p = 50\ lbf/in^2$ ($T_{sat} = 40,27°F$)			
Sat.	1,1692	97,23	105,88	0,2197	0,9422	98,71	107,43	0,2189
40	1,2065	99,33	108.26	0,2245				
60	1,2723	103,20	112,62	0,2331	0,9974	102,62	111,85	0,2276
80	1,3357	107,11	117,00	0,2414	1,0508	106.62	116,34	0,2361
100	1,3973	111,08	121,42	0,2494	1,1022	110,65	120.85	0.2443
120	1,4575	115.11	125,90	0,2573	1.1520	114,74	125,39	0,2523
140	1,5165	119,21	130,43	0,2650	1,2007	118,88	129,99	0,2601
160	1,5746	123,38	135,03	0,2725	1,2484	123,08	134,64	0,2677
180	1,6319	127,62	139,70	0,2799	1,2953	127,36	139,34	0,2752
200	1,6887	131,94	144.44	0.2872	1,3415	131,71	144,12	0.2825
220	1,7449	136,34	149,25	0,2944	1,3873	136,12	148,96	0.2897
240	1.8006	140,81	154,14	0,3015	1,4326	140,61	153,87	0,2969
260	1.8561	145,36	159,10	0.3085	1,4775	145,18	158,85	0,3039
280	1,9112	149.98	164,13	0,3154	1,5221	149,82	163,90	0.3108

R-134a

Tabela A-12E **(Continuação)**

T °F	*v* ft^3/lb	*u* Btu/lb	*h* Btu/lb	*s* Btu/lb · °R	*v* ft^3/lb	*u* Btu/lb	*h* Btu/lb	*s* Btu/lb · °R
	p = 60 lbf/in² (T_{sat} = 49,89°F)				p = 70 lbf/in² (T_{sat} = 58,35°F)			
Sat.	0,7887	99,96	108,72	0,2183	0,6778	101,05	109,83	0,2179
60	0,8135	102,03	111,06	0,2229	0,6814	101,40	110,23	0,2186
80	0,8604	106,11	115,66	0,2316	0,7239	105,58	114.96	0,2276
100	0,9051	110,21	120,26	0,2399	0,7640	109,76	119,66	0,2361
120	0,9482	114,35	124,88	0,2480	0,8023	113,96	124,36	0,2444
140	0,9900	118,54	129,53	0,2559	0,8393	118,20	129,07	0,2524
160	1,0308	122,79	134,23	0,2636	0,8752	122.49	133,82	0,2601
180	1,0707	127.10	138,98	0,2712	0,9103	126,83	138.62	0,2678
200	1,1100	131,47	143.79	0,2786	0,9446	131,23	143.46	0,2752
220	1,1488	135,91	148,66	0.2859	0,9784	135,69	148,36	0,2825
240	1,1871	140,42	153,60	0,2930	1.0118	140,22	153,33	0,2897
260	1,2251	145,00	158,60	0,3001	1,0448	144,82	158,35	0.2968
280	1,2627	149,65	163,67	0,3070	1,0774	149,48	163,44	0,3038
300	1.3001	154,38	168.81	0,3139	1,1098	154,22	168,60	0,3107

T °F	*v* ft^3/lb	*u* Btu/lb	*h* Btu/lb	*s* Btu/lb · °R	*v* ft^3/lb	*u* Btu/lb	*h* Btu/lb	*s* Btu/lb · °R
	p = 80 lbf/in² (T_{sat} = 65,93°F)				p = 90 lbf/in² (T_{sat} = 72,83°F)			
Sat.	0.5938	102,02	110,81	0,2175	0,5278	102.89	111.68	0,2172
80	0,6211	105.03	114,23	0,2239	0,5408	104,46	113,47	0,2205
100	0,6579	109,30	119,04	0,2327	0,5751	108,82	118.39	0.2295
120	0.6927	113,56	123,82	0,2411	0,6073	113,15	123,27	0.2380
140	0,7261	117,85	128,60	0,2492	0,6380	117,50	128.12	0,2463
160	0,7584	122,18	133,41	0.2570	0,6675	121,87	132,98	0,2542
180	0,7898	126,55	138,25	0,2647	0.6961	126,28	137.87	0.2620
200	0,8205	130,98	143,13	0,2722	0,7239	130,73	142.79	0,2696
220	0,8506	135,47	148,06	0,2796	0,7512	135,25	147,76	0,2770
240	0,8803	140,02	153,05	0,2868	0,7779	139,82	152.77	0,2843
260	0,9095	144,63	158.10	0,2940	0,8043	144,45	157,84	0.2914
280	0,9384	149,32	163,21	0,3010	0,8303	149,15	162,97	0,2984
300	0,9671	154,06	168,38	0,3079	0,8561	153.91	168,16	0,3054
320	0,9955	158,88	173,62	0,3147	0,8816	158,73	173,42	0,3122

T °F	*v* ft^3/lb	*u* Btu/lb	*h* Btu/lb	*s* Btu/lb · °R	*v* ft^3/lb	*u* Btu/lb	*h* Btu/lb	*s* Btu/lb · °R
	p = 100 lbf/in² (T_{sat} = 79,17°F)				p = 120 lbf/in² (T_{sat} = 90,54°F)			
Sat.	0,4747	103,68	112,46	0,2169	0,3941	105.06	113,82	0,2165
80	0,4761	103,87	112,68	0,2173				
100	0,5086	108,32	117,73	0,2265	0,4080	107,26	116,32	0,2210
120	0,5388	112,73	122,70	0,2352	0,4355	111.84	121,52	0.2301
140	0,5674	117,13	127,63	0,2436	0,4610	116,37	126.61	0.2387
160	0.5947	121,55	132.55	0.2517	0,4852	120.89	131.66	0,2470
180	0,6210	125,99	137,49	0,2595	0,5082	125,42	136.70	0,2550
200	0,6466	130,48	142,45	0,2671	0,5305	129,97	141,75	0,2628
220	0,6716	135,02	147,45	0,2746	0,5520	134,56	146.82	0.2704
240	0,6960	139,61	152,49	0.2819	0.5731	139,20	151,92	0,2778
260	0,7201	144,26	157,59	0,2891	0,5937	143,89	157,07	0.2850
280	0,7438	148,98	162,74	0,2962	0,6140	148,63	162,26	0.2921
300	0.7672	153,75	167,95	0,3031	0,6339	153,43	167.51	0,2991
320	0,7904	158,59	173,21	0.3099	0,6537	158,29	172,81	0.3060

Tabela A-12E **(Continuação)**

T °F	*v* ft^3/lb	*u* Btu/lb	*h* Btu/lb	*s* Btu/lb · °R	*v* ft^3/lb	*u* Btu/lb	*h* Btu/lb	*s* Btu/lb · °R
	p = 140 lbf/in² (T_{sat} = 100.56°F)				p = 160 lbf/in² (T_{sat} = 109,55°F)			
Sat.	0,3358	106,25	114,95	0,2161	0,2916	107,28	115,91	0,2157
120	0,3610	110,90	120.25	0,2254	0,3044	109,88	118,89	0,2209
140	0,3846	115,58	125,54	0,2344	0,3269	114,73	124,41	0,2303
160	0,4066	120,21	130,74	0.2429	0,3474	119,49	129,78	0,2391
180	0,4274	124.82	135,89	0,2511	0,3666	124,20	135,06	0.2475
200	0.4474	129,44	141,03	0,2590	0.3849	128,90	140,29	0,2555
220	0,4666	134,09	146,18	0,2667	0.4023	133.61	145,52	0,2633
240	0,4852	138.77	151,34	0,2742	0,4192	138,34	150,75	0,2709
260	0,5034	143.50	156,54	0,2815	0,4356	143,11	156.00	0,2783
280	0,5212	148.28	161,78	0,2887	0,4516	147,92	161,29	0,2856
300	0,5387	153,11	167,06	0.2957	0,4672	152,78	166,61	0,2927
320	0,5559	157,99	172,39	0,3026	0,4826	157,69	171,98	0,2996
340	0,5730	162,93	177,78	0,3094	0,4978	162,65	177,39	0,3065
360	0,5898	167,93	183,21	0,3162	0,5128	167,67	182,85	0,3132

T °F	*v* ft^3/lb	*u* Btu/lb	*h* Btu/lb	*s* Btu/lb · °R	*v* ft^3/lb	*u* Btu/lb	*h* Btu/lb	*s* Btu/lb · °R
	p = 180 lbf/in² (T_{sat} = 117,74°F)				p = 200 lbf/in² (T_{sat} = 125,28°F)			
Sat.	0,2569	108,18	116,74	0,2154	0,2288	108.98	117,44	0,2151
120	0,2595	108,77	117.41	0,2166				
140	0.2814	113,83	123,21	0,2264	0,2446	112,87	121,92	0,2226
160	0,3011	118,74	128,77	0,2355	0,2636	117,94	127,70	0,2321
180	0.3191	123,56	134.19	0,2441	0,2809	122,88	133,28	0,2410
200	0,3361	128.34	139,53	0,2524	0,2970	127,76	138,75	0,2494
220	0,3523	133.11	144,84	0,2603	0,3121	132,60	144,15	0,2575
240	0.3678	137,90	150,15	0,2680	0,3266	137,44	149,53	0,2653
260	0.3828	142,71	155,46	0,2755	0,3405	142,30	154,90	0,2728
280	0,3974	147.55	160,79	0,2828	0,3540	147,18	160,28	0,2802
300	0.4116	152,44	166,15	0,2899	0,3671	152,10	165,69	0,2874
320	0,4256	157,38	171,55	0,2969	0,3799	157,07	171,13	0,2945
340	0,4393	162,36	177,00	0,3038	0,3926	162,07	176.60	0,3014
360	0,4529	167,40	182,49	0,3106	0,4050	167,13	182,12	0,3082

T °F	*v* ft^3/lb	*u* Btu/lb	*h* Btu/lb	*s* Btu/lb · °R	*v* ft^3/lb	*u* Btu/lb	*h* Btu/lb	*s* Btu/lb · °R
	p = 300 lbf/in² (T_{sat} = 156,17°F)				p = 400 lbf/in² (T_{sat} = 179,95°F)			
Sat.	0,1424	111,72	119,62	0.2132	0,0965	112,77	119,91	0.2102
160	0,1462	112,95	121,07	0,2155				
180	0.1633	118,93	128,00	0,2265	0,0965	112,79	119,93	0,2102
200	0,1777	124,47	134,34	0,2363	0,1143	120,14	128.60	0,2235
220	0.1905	129.79	140,36	0,2453	0,1275	126.35	135,79	0,2343
240	0.2021	134,99	146,21	0,2537	0.1386	132,12	142,38	0.2438
260	0,2130	140,12	151,95	0.2618	0,1484	137,65	148,64	0,2527
280	0,2234	145,23	157,63	0,2696	0,1575	143,06	154,72	0.2610
300	0,2333	150,33	163,28	0,2772	0,1660	148,39	160,67	0.2689
320	0,2428	155,44	168,92	0.2845	0,1740	153,69	166,57	0,2766
340	0,2521	160.57	174.56	0,2916	0,1816	158,97	172,42	0.2840
360	0.2611	165,74	180,23	0,2986	0,1890	164,26	178.26	0,2912
380	0,2699	170,94	185.92	0,3055	0,1962	169.57	184,09	0,2983
400	0.2786	176.18	191,64	0,3122	0,2032	174,90	189,94	0,3051

Fonte ASHRAE Transactions 1988, Vol. 94 Part 2 ©American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., www.ashrae.org

R-134a

Tabela A-13E **Propriedades da Amônia Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura**

		Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb		Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R		
Temp. °F	Press. lbf/in²	Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Temp. °F
−60	5,548	0,02278	44,7537	−21,005	543,61	−20.97	610,56	589,58	−0,0512	1,4765	−60
−55	6,536	0,02288	38,3991	−15,765	545,11	−15.73	607,31	591,58	−0,0381	1,4627	−55
−50	7,664	0,02299	33,0880	−10,525	546,59	−10,49	604,04	593,54	−0,0253	1,4492	−50
−45	8,949	0,02310	28,6284	−5,295	548,04	−5,25	600,72	595,48	−0,0126	1,4361	−45
−40	10,405	0,02322	24,8672	−0,045	549.46	0,00	597,37	597,37	0,0000	1,4235	−40
−35	12,049	0,02333	21,6812	5,20	550,86	5,26	593,98	599.24	0.0124	1,4111	−35
−30	13.899	0,02345	18,9715	10,46	552,24	10,52	590,54	601,06	0.0247	1,3992	−30
−25	15,972	0,02357	16,6577	15,73	553,59	15,80	587,05	602,85	0,0369	1,3875	−25
−20	18,290	0,02369	14,6744	21.01	554,91	21,09	583,51	604,61	0.0490	1,3762	−20
−15	20,871	0,02381	12,9682	26,31	556,20	26.40	579,92	606.32	0.0610	1,3652	−15
−10	23,738	0,02393	11,4951	31,63	557,46	31,73	576,26	607,99	0,0729	1,3544	−10
−5	26,912	0,02406	10,2190	36,96	558,70	37,08	572,54	609,62	0,0847	1,3440	−5
0	30,416	0,02419	9,1100	42,32	559,91	42,45	568,76	611,22	0,0964	1,3338	0
5	34,275	0,02432	8,1430	47.69	561,08	47,85	564,92	612,76	0,1080	1,3238	5
10	38,512	0,02446	7,2974	53,09	562,23	53,27	561,00	614,27	0,1196	1,3141	10
15	43,153	0,02460	6,5556	58,52	563,34	58,72	557,01	615,73	0,1311	1,3046	15
20	48,224	0,02474	5,9032	63,97	564,43	64,19	552,95	617,14	0,1425	1,2953	20
25	53,752	0,02488	5,3278	69,43	565,48	69,68	548,82	618,51	0,1539	1,2862	25
30	59,765	0,02503	4,8188	74,93	566,49	75,20	544,62	619,82	0,1651	1,2774	30
35	66,291	0,02517	4,3675	80,44	567.48	80.75	540,34	621,09	0,1764	1,2687	35
40	73,359	0,02533	3.9664	85,98	568,42	86.33	535,97	622,30	0.1875	1,2602	40
45	81,000	0,02548	3,6090	91,55	569,33	91,93	531,54	623,46	0,1986	1,2518	45
50	89,242	0,02564	3,2897	97,13	570,21	97,55	527,02	624,57	0,2096	1,2436	50
55	98,118	0,02581	3,0040	102,73	571,04	103,20	522,42	625,62	0,2205	1,2356	55
60	107,66	0,02597	2.7476	108.35	571,83	108,87	517,74	626.61	0.2314	1,2277	60
65	117,90	0.02614	2,5171	113,99	572.59	114,56	512,97	627,54	0,2422	1,2199	65
70	128.87	0,02632	2,3095	119.65	573,29	120.28	508.12	628,40	0,2530	1,2123	70
75	140,60	0,02650	2,1220	125,33	573,95	126,02	503,18	629,20	0,2636	1,2048	75
80	153,13	0,02668	1,9524	131,02	574,57	131,78	498,15	629,93	0,2742	1,1973	80
85	166.50	0,02687	1.7988	136,73	575,13	137.56	493,03	630,59	0.2848	1,1900	85
90	180,73	0,02707	1,6593	142,46	575,65	143,37	487,81	631,18	0.2953	1,1827	90
95	195,87	0,02727	1,5324	148,21	576,10	149,20	482,49	631,68	0,3057	1,1756	95
100	211,96	0,02747	1,4168	153,98	576,51	155.05	477,06	632.11	0,3161	1,1685	100
105	229,02	0,02768	1,3113	159,76	576,85	160.94	471,52	632,46	0,3264	1,1614	105
110	247,10	0,02790	1,2149	165,58	577,13	166,85	465,86	632,71	0.3366	1,1544	110
115	266,24	0,02813	1,1266	171,41	577,34	172,80	460,08	632.88	0,3469	1,1475	115
120	286,47	0,02836	1,0456	177,28	577,48	178,79	454,16	632,95	0,3570	1,1405	120

Fonte: As Tabelas A-13E a A-15E são calculadas com base nas equações de L. Haar e J. S. Gallagher, "Thermodynamic Properties of Ammonia", *J. Phys. Chem. Reference Data*, Vol. 7, 1978, p. 635-792

Amônia

Tabela A-14E **Propriedades da Amônia Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão**

		Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb		Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R		
Press. lbf/in²	Temp. °F	Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Press. lbf/in²
5	−63,10	0,02271	49,320	−24.24	542,67	−24,22	612,56	588,33	−0,0593	1,4853	5
6	−57,63	0,02283	41,594	−18,51	544,32	−18,49	609,02	590,54	−0,0450	1,4699	6
7	−52,86	0,02293	36,014	−13.52	545,74	−13,49	605,92	592,42	−0,0326	1,4569	7
8	−48,63	0,02302	31.790	−9,09	546,98	−9,06	603,13	594,08	−0,0218	1,4456	8
9	−44,81	0,02311	28,477	−5,09	548,09	−5.05	600,60	595,55	−0,0121	1,4357	9
10	−41,33	0,02319	25,807	−1,44	549,09	−1,40	598,27	596,87	−0,0033	1,4268	10
12	−35.14	0,02333	21,764	5.06	550,82	5.11	594,08	599.18	0.0121	1,4115	12
14	−29,74	0,02345	18,843	10,73	552,31	10,79	590,36	601,16	0.0254	1,3986	14
16	−24,94	0,02357	16,631	15,80	553,60	15,87	587,01	602.88	0,0371	1,3874	16
18	−20,60	0,02367	14,896	20,38	554,75	20,46	583,94	604,40	0,0476	1,3775	18
20	−16,63	0,02377	13,497	24,58	555,78	24,67	581,10	605,76	0,0571	1,3687	20
25	−7,95	0,02399	10,950	33,81	557,97	33,92	574,75	608,67	0.0777	1,3501	25
30	−0,57	0,02418	9,229	41,71	559,77	41,84	569,20	611,04	0,0951	1,3349	30
35	5,89	0,02435	7,984	48,65	561,29	48,81	564,22	613,03	0,1101	1,3221	35
40	11,65	0.02450	7,041	54,89	562,60	55,07	559,69	614,76	0,1234	1,3109	40
45	16,87	0,02465	6,302	60,56	563,75	60,76	555,50	616,26	0,1354	1,3011	45
50	21,65	0,02478	5,705	65,77	564,78	66,00	551,59	617,60	0,1463	1,2923	50
55	26,07	0,02491	5,213	70,61	565,70	70,86	547,93	618,79	0,1563	1,2843	55
60	30,19	0,02503	4,801	75.13	566,53	75,41	544,46	619,87	0,1656	1,2770	60
65	34,04	0.02515	4,450	79,39	567,29	79,69	541,16	620,85	0,1742	1,2703	65
70	37,67	0.02526	4,1473	83,40	567,99	83,73	538,01	621,74	0,1823	1,2641	70
75	41.11	0,02536	3,8837	87,21	568,63	87,57	535,00	622,56	0,1900	1,2583	75
80	44,37	0,02546	3,6520	90,84	569,22	91,22	532,10	623,32	0,1972	1,2529	80
85	47,47	0,02556	3,4466	94,30	569,77	94,71	529,31	624,02	0,2040	1,2478	85
90	50,44	0,02566	3,2632	97,62	570,28	98,05	526,62	624,66	0,2106	1,2429	90
100	56,01	0,02584	2,9497	103,87	571.21	104,35	521,48	625,82	0.2227	1,2340	100
110	61,17	0,02601	2,6913	109,68	572,01	110,20	516,63	626,83	0,2340	1,2259	110
120	65,98	0,02618	2,4745	115,11	572,73	115,69	512,02	627,71	0,2443	1,2184	120
130	70,50	0,02634	2,2899	120,21	573,36	120,85	507,64	628,48	0,2540	1,2115	130
140	74.75	0,02649	2.1309	125,04	573,92	125.73	503,43	629,16	0,2631	1,2051	140
150	78.78	0,02664	1,9923	129,63	574,42	130,37	499,39	629,76	0,2717	1,1991	150
175	88,02	0,02699	1,7128	140,19	575,45	141,07	489,89	630,95	0,2911	1,1856	175
200	96,31	0,02732	1,5010	149,72	576,21	150,73	481,07	631,80	0,3084	1,1737	200
225	103,85	0,02764	1,3348	158,43	576,77	159.58	472,80	632,38	0,3240	1,1630	225
250	110,78	0,02794	1,2007	166,48	577,16	167,77	464,97	632,74	0,3382	1,1533	250
275	117,20	0,02823	1,0901	173,99	577,41	175,43	457,49	632,92	0,3513	1,1444	275
300	123,20	0,02851	0,9974	181,05	577,54	182,63	450,31	632,94	0,3635	1,1361	300

Amônia

Tabela A-15E Propriedades do Vapor de Amônia Superaquecido

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R
	p = 6 lbf/in² (T_{sat} = −57,63°F)				p = 8 lbf/in² (T_{sat} = −48,63°F)			
Sat.	41,594	544,32	590,54	1,4699	31,790	546,98	594,08	1,4456
−50	42,435	547,22	594,37	1,4793				
−40	43,533	551,03	599,40	1,4915	32,511	550,32	598,49	1,4562
−30	44,627	554,84	604,42	1,5033	33,342	554,19	603,58	1,4682
−20	45,715	558,66	609,45	1,5149	34,169	558,06	608,68	1,4799
−10	46,800	562,47	614,47	1,5261	34,992	561,93	613,76	1,4914
0	47,882	566,29	619,49	1,5372	35,811	565,79	618,84	1,5025
10	48,960	570,12	624,51	1,5480	36,627	569.66	623,91	1,5135
20	50,035	573,95	629,54	1,5586	37,440	573,52	628,99	1,5241
30	51,108	577,78	634,57	1,5690	38,250	577,40	634,06	1,5346
40	52,179	581,63	639,60	1,5791	39,058	581,27	639,13	1,5449
50	53,247	585,49	644,64	1,5891	39,865	585,16	644,21	1,5549
60	54,314	589,35	649,70	1,5990	40,669	589,05	649,29	1,5648
	p = 10 lbf/in² (T_{sat} = −41,33°F)				p = 12 lbf/in² (T_{sat} = −35,14°F)			
Sat.	25,807	549,09	596,87	1,4268	21,764	550,82	599,18	1,4115
−40	25,897	549,61	597,56	1,4284				
−30	26,571	553,54	602,74	1,4406	22,056	552,87	601,88	1,4178
−20	27,241	557,46	607,90	1,4525	22,621	556,85	607,12	1,4298
−10	27,906	561,37	613,05	1,4641	23,182	560,82	612.33	1,4416
0	28,568	565,29	618,19	1,4754	23,739	564,78	617,53	1,4530
10	29,227	569,19	623,31	1,4864	24,293	568,73	622,71	1,4642
20	29,882	573,10	628,43	1,4972	24,843	572,67	627,88	1,4750
30	30,535	577,01	633,55	1,5078	25,392	576,61	633,03	1,4857
40	31,186	580,91	638,66	1,5181	25,937	580,55	638,19	1,4961
50	31,835	584,82	643,77	1,5282	26,481	584,49	643,33	1,5063
60	32,482	588,74	648,89	1,5382	27,023	588,43	648,48	1,5163
70	33,127	592,66	654,01	1,5479	27,564	592,38	653,63	1,5261
	p = 14 lbf/in² (T_{sat} = −29,74°F)				p = 16 lbf/in² (T_{sat} = −24,94°F)			
Sat.	18,843	552,31	601,16	1,3986	16,631	553,60	602,88	1,3874
−20	19,321	556,24	606,33	1,4105	16,845	555,62	605,53	1,3935
−10	19,807	560,26	611,61	1,4223	17,275	559,69	610,88	1,4055
0	20,289	564,27	616,86	1,4339	17,701	563,75	616,19	1,4172
10	20,768	568,26	622,10	1,4452	18,124	567,79	621,48	1,4286
20	21,244	572,24	627,31	1,4562	18,544	571,81	626,75	1,4397
30	21,717	576,22	632,52	1,4669	18,961	575,82	632,00	1,4505
40	22,188	580,19	637,71	1,4774	19,376	579,82	637,23	1,4611
50	22,657	584,16	642,89	1,4877	19,789	583,82	642,45	1,4714
60	23,124	588,12	648,07	1,4977	20,200	587,81	647,66	1,4815
70	23,590	592,09	653,25	1,5076	20,609	591,80	652,86	1,4915
80	24,054	596,07	658,42	1,5173	21,017	595,80	658,07	1,5012
90	24,517	600,04	663,60	1,5268	21,424	599,80	663,27	1,5107

Tabela A-15E (Continuação)

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 18 lbf/in² (T_{sat} = −20,60°F)				p = 20 lbf/in² (T_{sat} = −16,63°F)			
Sat.	14,896	554,75	604,40	1,3775	13,497	555,78	605,76	1,3687
−20	14,919	555,00	604,72	1,3783				
−10	15,306	559,13	610,14	1,3905	13,730	558,55	609,40	1,3769
0	15.688	563,23	615,52	1,4023	14,078	562,70	614,84	1,3888
10	16,068	567.31	620,87	1,4138	14,422	566,83	620,24	1,4005
20	16,444	571,37	626,18	1,4250	14,764	570,94	625,61	1,4118
30	16,818	575,42	631,47	1,4359	15,103	575,02	630,95	1,4228
40	17,189	579,46	636.75	1,4466	15,439	579,09	636,26	1,4335
50	17,558	583,48	642,00	1,4570	15,773	583,14	641,55	1,4440
60	17,925	587,50	647,25	1,4672	16,105	587,19	646,83	1,4543
70	18,291	591,52	652,48	1.4772	16,436	591,23	652,10	1,4643
80	18,655	595,53	657,71	1,4869	16,765	595,26	657,35	1,4741
90	19,018	599,55	662,94	1,4965	17,094	599,30	662,60	1,4838
	p = 30 lbf/in² (T_{sat} = −0,57°F)				p = 40 lbf/in² (T_{sat} = 11,65°F)			
Sat.	9,2286	559,77	611,04	1,3349	7,0414	562,60	614,76	1,3109
0	9,2425	560,02	611,36	1,3356				
10	9,4834	564,38	617,07	1,3479				
20	9,7209	568,70	622,70	1,3598	7,1965	566,39	619,69	1,3213
30	9,9554	572,97	628,28	1,3713	7,3795	570,86	625,52	1,3333
40	10,187	577,21	633,80	1,3824	7,5597	575,28	631,28	1,3450
50	10,417	581,42	639,28	1,3933	7,7376	579,65	636,96	1,3562
60	10,645	585,60	644,73	1,4039	7,9134	583,97	642,58	1,3672
70	10,871	589,76	650,15	1,4142	8,0874	588,26	648,16	1,3778
80	11,096	593,90	655,54	1,4243	8,2598	592,52	653,69	1,3881
90	11,319	598,04	660,91	1,4342	8,4308	596,75	659,20	1,3982
100	11,541	602,16	666,27	1,4438	8,6006	600,97	664,67	1,4081
110	11,762	606,28	671,62	1,4533	8,7694	605,17	670,12	1,4178
	p = 50 lbf/in² (T_{sat} = 21,65°F)				p = 60 lbf/in² (T_{sat} = 30,19°F)			
Sat.	5,7049	564,78	617,60	1,2923	4,8009	566,53	619,87	1,2770
40	5,9815	573,30	628,68	1,3149	4,9278	571,25	626,00	1,2894
60	6.2733	582,31	640.39	1,3379	5,1788	580,60	638,14	1,3133
80	6,5574	591,10	651,82	1,3595	5,4218	589.66	649,90	1,3355
100	6.8358	599,75	663,04	1,3799	5,6587	598,52	661,39	1,3564
120	7,1097	608,30	674.13	1.3993	5,8910	607,23	672,68	1,3762
140	7,3802	616.80	685,13	1,4180	6,1198	615,86	683,85	1,3951
160	7.6480	625,28	696,09	1,4360	6,3458	624,44	694,95	1,4133
200	8,1776	642,27	717,99	1,4702	6,7916	641,59	717,05	1,4479
240	8.7016	659,44	740,00	1,5026	7,2318	658,87	739,21	1,4805
280	9.2218	676,88	762,26	1,5336	7,6679	676,38	761,58	1,5116
320	9,7391	694,65	784,82	1,5633	8,1013	694,21	784,22	1,5414
360	10,254	712,79	807,73	1,5919	8,5325	712,40	807,20	1,5702

Tabela A-15E **(Continuação)**

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 70 lbf/in² (T_{sat} = 37,67°F)				p = 80 lbf/in² (T_{sat} = 44,37°F)			
Sat.	4,1473	567,99	621,74	1,2641	3,6520	569,22	623,32	1,2529
40	4,1739	569,15	623,25	1,2671				
60	4,3962	578,85	635,84	1,2918	3,8084	577,06	633,48	1,2727
80	4,6100	588,19	647,95	1,3147	4,0006	586,69	645,95	1,2963
100	4,8175	597,26	659,70	1,3361	4,1862	595,98	657,99	1,3182
120	5,0202	606,14	671,22	1,3563	4,3668	605,04	669,73	1,3388
140	5,2193	614,91	682,56	1,3756	4,5436	613,94	681,25	1,3583
160	5,4154	623,60	693,79	1,3940	4,7175	622,74	692,63	1,3770
200	5,8015	640,91	716,11	1,4289	5,0589	640,22	715,16	1,4122
240	6,1818	658,29	738,42	1,4617	5,3942	657,71	737,62	1,4453
280	6,5580	675,89	760,89	1,4929	5,7256	675,39	760,20	1,4767
320	6,9314	693,78	783,62	1,5229	6,0540	693,34	783,02	1,5067
360	7,3026	712,02	806,67	1,5517	6,3802	711,63	806,15	1,5357
400	7,6721	730,63	830,08	1,5796	6,7047	730,29	829,61	1,5636
	p = 90 lbf/in² (T_{sat} = 50,44°F)				p = 100 lbf/in² (T_{sat} = 56,01°F)			
Sat.	3,2632	570,28	624,66	1,2429	2,9497	571,21	625,82	1,2340
60	3,3504	575,22	631,05	1,2553	2,9832	573,32	628,56	1,2393
80	3,5261	585,15	643,91	1,2796	3,1460	583,58	641,83	1,2644
100	3,6948	594,68	656,26	1,3021	3,3014	593,35	654,49	1,2874
120	3,8584	603,92	668,22	1,3231	3,4513	602,79	666,70	1,3088
140	4,0180	612,97	679,93	1,3430	3,5972	611,98	678,59	1,3290
160	4,1746	621,88	691,45	1,3619	3,7401	621,01	690,27	1,3481
200	4,4812	639,52	714,20	1,3974	4,0189	638,82	713,24	1,3841
240	4,7817	657,13	736,82	1,4307	4,2916	656,54	736,01	1,4176
280	5,0781	674,89	759,52	1,4623	4,5600	674,39	758,82	1,4493
320	5,3715	692,90	782,42	1,4924	4,8255	692,47	781,82	1,4796
360	5,6628	711,24	805,62	1,5214	5,0888	710,86	805,09	1,5087
400	5,9522	729,95	829,14	1,5495	5,3503	729,60	828,68	1,5368
	p = 110 lbf/in² (T_{sat} = 61,17°F)				p = 120 lbf/in² (T_{sat} = 65,98°F)			
Sat.	2,6913	572,01	626,83	1,2259	2,4745	572,73	627,71	1,2184
80	2,8344	581,97	639,71	1,2502	2,5744	580,33	637,53	1,2369
100	2,9791	592,00	652,69	1,2738	2,7102	590,63	650,85	1,2611
120	3,1181	601,63	665,14	1,2957	2,8401	600,46	663,57	1,2834
140	3,2528	610,98	677,24	1,3162	2,9657	609,97	675,86	1,3043
160	3,3844	620,13	689,07	1,3356	3,0879	619,24	687,86	1,3240
200	3,6406	638,11	712,27	1,3719	3,3254	637,40	711,29	1,3606
240	3,8905	655,96	735,20	1,4056	3,5563	655,36	734,39	1,3946
280	4,1362	673,88	758,13	1,4375	3,7829	673,37	757,43	1,4266
320	4,3788	692,02	781,22	1,4679	4,0065	691,58	780,61	1,4572
360	4,6192	710,47	804,56	1,4971	4,2278	710,08	804,02	1,4864
400	4,8578	729,26	828,21	1,5252	4,4473	728,92	827,74	1,5147

Amônia

Tabela A-15E **(Continuação)**

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 130 lbf/in² (T_{sat} = 70,50°F)				p = 140 lbf/in² (T_{sat} = 74,75°F)			
Sat.	2,2899	573,36	628,48	1,2115	2,1309	573,92	629,16	1,2051
80	2,3539	578,64	635,30	1,2243	2,1633	576,80	632,89	1,2119
100	2,4824	589,23	648,98	1,2492	2,2868	587,79	647,08	1,2379
120	2,6048	599,27	661,97	1,2720	2,4004	597,85	660,08	1,2604
140	2,7226	608,94	674,48	1,2932	2,5140	607,90	673,07	1,2828
160	2,8370	618,34	686,64	1,3132	2,6204	617,34	685,27	1,3025
180	2,9488	627,57	698,55	1,3321	2,7268	626,77	697,46	1,3222
200	3,0585	636,69	710,31	1,3502	2,8289	635,93	709,27	1,3401
240	3,2734	654,77	733,57	1,3844	3,0304	654,17	732,73	1,3747
280	3,4840	672,87	756,73	1,4166	3,2274	672,38	756,04	1,4071
320	3,6915	691,14	780,00	1,4472	3,4212	690,73	779,42	1,4379
360	3,8966	709,69	803,49	1,4766	3,6126	709,34	802,99	1,4674
400	4,1000	728,57	827,27	1,5049	3,8022	728,27	826,84	1,4958
	p = 150 lbf/in² (T_{sat} = 78,78°F)				p = 200 lbf/in² (T_{sat} = 96,31°F)			
Sat.	1,9923	574,42	629,76	1,1991	1,5010	576,21	631,80	1,1737
100	2,1170	586,33	645,13	1,2271	1,5190	578,52	634,77	1,1790
140	2,3332	606,84	671,65	1,2729	1,6984	601,34	664,24	1,2299
180	2,5343	625,95	696,35	1,3128	1,8599	621,77	690,65	1,2726
220	2,7268	644,43	720,17	1,3489	2,0114	641,07	715,57	1,3104
260	2,9137	662,70	743,63	1,3825	2,1569	659,90	739,78	1,3450
300	3,0968	681,02	767,04	1,4141	2,2984	678,62	763,74	1,3774
340	3,2773	699,54	790,57	1,4443	2,4371	697,44	787,70	1,4081
380	3,4558	718,35	814,34	1,4733	2,5736	716,50	811,81	1,4375
420	3,6325	737,50	838,39	1,5013	2,7085	735,86	836,17	1,4659
460	3,8079	757,01	862,78	1,5284	2,8420	755,57	860,82	1,4933
500	3,9821	776,91	887,51	1,5548	2,9742	775,65	885,80	1,5199
540	4,1553	797,19	912,60	1,5804	3,1054	796,10	911,11	1,5457
580	4,3275	817,85	938,05	1,6053	3,2357	816,94	936,77	1,5709
	p = 250 lbf/in² (T_{sat} = 110,78°F)				p = 300 lbf/in² (T_{sat} = 123,20°F)			
Sat.	1,2007	577,16	632,74	1,1533	0,9974	577,54	632,94	1,1361
140	1,3150	595,40	656,28	1,1936	1,0568	588,94	647,65	1,1610
180	1,4539	617,38	684,69	1,2395	1,1822	612,75	678,42	1,2107
220	1,5816	637,61	710,82	1,2791	1,2944	634,01	705,91	1,2524
260	1,7025	657,03	735,85	1,3149	1,3992	654,09	731,82	1,2895
300	1,8191	676,17	760,39	1,3481	1,4994	673,69	756,98	1,3235
340	1,9328	695,32	784,79	1,3794	1,5965	693,16	781,85	1,3554
380	2,0443	714,63	809,27	1,4093	1,6913	712,74	806,70	1,3857
420	2,1540	734,22	833,93	1,4380	1,7843	732,55	831,67	1,4148
460	2,2624	754,12	858,85	1,4657	1,8759	752,66	856,87	1,4428
500	2,3695	774,38	884,07	1,4925	1,9663	773,10	882,33	1,4699
540	2,4755	795,01	909,61	1,5186	2,0556	793,90	908,09	1,4962
580	2,5807	816,01	935,47	1,5440	2,1440	815,07	934,17	1,5218

Amônia

Tabela A-16E Propriedades do Propano Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura

Temp. °F	Press. lbf/in²	Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb		Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R		Temp. °F
		Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	
−140	0,6053	0,02505	128,00	−51,33	139,22	−51,33	204,9	153,6	−0,139	0,501	−140
−120	1,394	0,02551	58,88	−41,44	143,95	−41,43	200.6	159,1	−0,109	0,481	−120
−100	2,888	0,02601	29,93	−31,34	148,80	−31,33	196,1	164,8	−0,080	0,465	−100
−80	5,485	0,02653	16,52	−21,16	153,73	−21,13	191,6	170,5	−0,053	0,452	−80
−60	9,688	0,02708	9,75	−10,73	158,74	−10,68	186,9	176,2	−0,026	0,441	−60
−40	16,1	0,02767	6,08	−0,08	163,80	0,00	181,9	181,9	0,000	0,433	−40
−20	25,4	0,02831	3,98	10,81	168,88	10,94	176,6	187,6	0,025	0,427	−20
0	38,4	0,02901	2,70	21,98	174,01	22,19	171,0	193,2	0,050	0.422	0
10	46,5	0,02939	2,25	27,69	176,61	27,94	168,0	196,0	0,063	0,420	10
20	55,8	0.02978	1,89	33,47	179.15	33,78	164,9	198,7	0,074	0,418	20
30	66,5	0,03020	1,598	39,34	181,71	39,71	161,7	201,4	0,087	0,417	30
40	78,6	0,03063	1,359	45,30	184,30	45,75	158,3	204,1	0,099	0,415	40
50	92,3	0,03110	1,161	51,36	186,74	51,89	154,7	206,6	0,111	0,414	50
60	107,7	0,03160	0,9969	57,53	189,30	58,16	151.0	209.2	0,123	0,413	60
70	124,9	0,03213	0,8593	63,81	191,71	64,55	147,0	211,6	0,135	0,412	70
80	144,0	0,03270	0,7433	70,20	194,16	71,07	142,9	214,0	0,147	0,411	80
90	165,2	0.03332	0,6447	76,72	196,46	77,74	138,4	216,2	0,159	0,410	90
100	188,6	0,03399	0,5605	83,38	198,71	84,56	133.7	218,3	0,171	0,410	100
110	214,3	0,03473	0,4881	90,19	200,91	91,56	128,7	220,3	0,183	0,409	110
120	242,5	0,03555	0,4254	97,16	202,98	98,76	123,3	222,1	0,195	0,408	120
130	273,3	0.03646	0,3707	104,33	204.92	106,17	117,5	223,7	0,207	0,406	130
140	306,9	0,03749	0,3228	111.70	206,64	113,83	111,1	225,0	0,220	0,405	140
150	343,5	0,03867	0,2804	119,33	208,05	121,79	104,1	225,9	0,233	0,403	150
160	383,3	0.04006	0,2426	127,27	209,16	130,11	96,3	226,4	0,246	0,401	160
170	426,5	0,04176	0,2085	135,60	209,81	138,90	87,4	226,3	0,259	0.398	170
180	473,4	0,04392	0,1771	144,50	209,76	148,35	76,9	225,3	0,273	0,394	180
190	524,3	0,04696	0.1470	154,38	208,51	158.94	63,8	222,8	0,289	0,387	190
200	579,7	0,05246	0,1148	166,65	204,16	172,28	44,2	216,5	0,309	0,376	200
206,1	616,1	0,07265	0,07265	186,99	186,99	195,27	0,0	195,27	0,343	0,343	206.1

Tabela A-17E Propriedades do Propano Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão

Press. lbf/in²	Temp. °F	Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb		Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R		Press. lbf/in²
		Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat s_f	Vapor Sat s_g	
0,75	−135,1	0,02516	104,8	−48,93	140,36	−48,93	203,8	154,9	−0,132	0,496	0,75
1,5	−118,1	0,02556	54,99	−40,44	144,40	−40,43	200,1	159,7	−0,106	0.479	1.5
3	−98,9	0,02603	28,9	−30,84	149,06	−30,83	196,0	165,1	−0.079	0,464	3
5	−83,0	0,02644	18,00	−22,75	152,96	−22.73	192,4	169,6	−0.057	0,454	5
7,5	−69,3	0,02682	12,36	−15,60	156,40	−15,56	189,1	173,6	−0,038	0,446	7,5
10	−58,8	0,02711	9,468	−10,10	159,04	−10.05	186,6	176.6	−0,024	0,441	10
20	−30,7	0,02796	4,971	4,93	166.18	5,03	179,5	184,6	0,012	0,430	20
30	−12,1	0,02858	3,402	15,15	170,93	15.31	174,5	189,8	0.035	0,425	30
40	2,1	0,02909	2,594	23,19	174,60	23,41	170,4	193,8	0,053	0,422	40
50	13,9	0.02954	2,099	29,96	177,63	30,23	166,8	197,1	0,067	0,419	50
60	24,1	0,02995	1,764	35,86	180.23	36,19	163,6	199,8	0,079	0,418	60
70	33,0	0.03033	1,520	41,14	182,50	41,53	160,6	202,2	0,090	0,416	70
80	41,1	0,03068	1,336	45,95	184,57	46,40	157,9	204,3	0,100	0,415	80
90	48,4	0,03102	1,190	50,38	186,36	50,90	155,3	206,2	0,109	0,414	90
100	55,1	0,03135	1,073	54,52	188,07	55,10	152,8	207,9	0,117	0,414	100
120	67,2	0,03198	0,8945	62,08	191,07	62,79	148,1	210,9	0,131	0,412	120
140	78,0	0,03258	0,7650	68,91	193,68	69,75	143,7	213,5	0,144	0,412	140
160	87,6	0,03317	0,6665	75,17	195.97	76,15	139,5	215,7	0,156	0,411	160
180	96,5	0,03375	0,5890	80,99	197,97	82,12	135,5	217,6	0,166	0,410	180
200	104,6	0,03432	0,5261	86,46	199,77	87,73	131,4	219,2	0,176	0,409	200
220	112,1	0,03489	0,4741	91,64	201.37	93,06	127,6	220,7	0,185	0,408	220
240	119,2	0,03547	0.4303	96,56	202,76	98.14	123,7	221,9	0,194	0,408	240
260	125,8	0,03606	0.3928	101,29	204,07	103,0	120,0	223,0	0,202	0,407	260
280	132,1	0.03666	0,3604	105.83	205,27	107.7	116,1	223,9	0,210	0,406	280
300	138,0	0,03727	0,3319	110,21	206,27	112,3	112,4	224,7	0,217	0,405	300
320	143,7	0,03790	0,3067	114,47	207,17	116.7	108,6	225,3	0,224	0,404	320
340	149,1	0,03855	0,2842	118,60	207,96	121,0	104,7	225,8	0,231	0,403	340
360	154,2	0,03923	0,2639	122,66	208,58	125,3	100,9	226,2	0,238	0,402	360
380	159,2	0,03994	0,2455	126.61	209,07	129,4	97,0	226,4	0,245	0,401	380
400	164,0	0,04069	0,2287	130,51	209.47	133,5	93,0	226,5	0,251	0,400	400
450	175.1	0,04278	0,1921	140,07	209,87	143,6	82,2	225.9	0,266	0,396	450
500	185,3	0,04538	0,1610	149.61	209,27	153,8	70,4	224,2	0,282	0,391	500
600	203,4	0.05659	0.1003	172,85	200,27	179,1	32,2	211,4	0,319	0,367	600
616.1	206.1	0,07265	0,07265	186,99	186,99	195,3	0,0	195,3	0,343	0,343	616,1

Propano

Tabela A-18E **Propriedades do Vapor de Propano Superaquecido**

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 0,75 lbf/in^2 (T_{sat} = −135,1°F)				p = 1,5 lbf/in^2 (T_{sat} = −118,1°F)			
Sat.	104,8	140,4	154,9	0,496	54,99	144,4	159,7	0,479
−130	106,5	141,6	156,4	0,501				
−110	113,1	146,6	162,3	0,518	56,33	146,5	162,1	0,486
−90	119,6	151,8	168,4	0,535	59,63	151,7	168,2	0,503
−70	126,1	157,2	174,7	0,551	62,92	157,1	174,5	0,520
−50	132,7	162,7	181,2	0,568	66,20	162,6	181,0	0,536
−30	139,2	168,6	187,9	0,584	69,47	168,4	187,7	0,552
−10	145,7	174,4	194,7	0,599	72,74	174,4	194,6	0,568
10	152,2	180,7	201,9	0,615	76,01	180,7	201,8	0,583
30	158,7	187,1	209,2	0,630	79,27	187,1	209,1	0,599
50	165,2	193,8	216,8	0,645	82,53	193,8	216,7	0,614
70	171,7	200,7	224,6	0,660	85,79	200,7	224,5	0,629
90	178,2	207,8	232,6	0,675	89,04	207,8	232,5	0,644
	p = 5,0 lbf/in^2 (T_{sat} = −83,0°F)				p = 10,0 lbf/in^2 (T_{sat} = −58,8°F)			
Sat.	18,00	153,0	169,6	0,454	9,468	159,0	176,6	0,441
−80	18,15	153,8	170,6	0,456				
−60	19,17	159,4	177,1	0,473				
−40	20,17	165,1	183,8	0,489	9,957	164,5	183,0	0,456
−20	21,17	171,1	190,7	0,505	10,47	170,5	190,0	0,473
0	22,17	177,2	197,7	0,521	10,98	176,7	197,1	0,489
20	23,16	183,5	205,0	0,536	11,49	183,1	204,5	0,504
40	24,15	190,1	212,5	0,552	11,99	189,7	212,0	0,520
60	25,14	196,9	220,2	0,567	12,49	196,6	219,8	0,535
80	26,13	204,0	228,2	0,582	12,99	203,6	227,8	0,550
100	27,11	211,3	236,4	0,597	13,49	210,9	236,0	0,565
120	28,09	218,8	244,8	0,611	13,99	218,5	244,4	0,580
140	29,07	226,5	253,4	0,626	14,48	226,2	253,1	0,594
	p = 20,0 lbf/in^2 (T_{sat} = −30,7°F)				p = 40,0 lbf/in^2 (T_{sat} = 2,1°F)			
Sat.	4,971	166,2	184,6	0,430	2,594	174,6	193,8	0,422
−20	5,117	169,5	188,5	0,439				
0	5,385	175,8	195,8	0,455				
20	5,648	182,4	203,3	0,471	2,723	180,6	200,8	0,436
40	5,909	189,1	211,0	0,487	2,864	187,6	208,8	0,453
60	6,167	195,9	218,8	0,502	3,002	194,6	216,9	0,469
80	6,424	203,1	226,9	0,518	3,137	201,8	225,1	0,484
100	6,678	210,5	235,2	0,533	3,271	209,4	233,6	0,500
120	6,932	218,0	243,7	0,548	3,403	217,0	242,2	0,515
140	7,184	225,8	252,4	0,562	3,534	224,9	251,1	0,530
160	7,435	233,9	261,4	0,577	3,664	232,9	260,1	0,545
180	7,685	242,1	270,6	0,592	3,793	241,3	269,4	0,559
200	7,935	250,6	280,0	0,606	3,921	249,8	278,9	0,574

Propano

Tabela A-18E *(Continuação)*

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 60,0 lbf/in^2 (T_{sat} = 24,1°F)				p = 80,0 lbf/in^2 (T_{sat} = 41,1°F)			
Sat.	1,764	180,2	199,8	0,418	1,336	184,6	204,3	0,415
30	1,794	182,4	202,3	0,384				
50	1,894	189,5	210,6	0,400	1,372	187,9	208,2	0,423
70	1,992	196,9	219,0	0,417	1,450	195,4	216,9	0,440
90	2,087	204,4	227,6	0,432	1,526	203,1	225,7	0,456
110	2,179	212,1	236,3	0,448	1,599	210,9	234,6	0,472
130	2,271	220,0	245,2	0,463	1,671	218,8	243,6	0,487
150	2,361	228,0	254,2	0,478	1,741	227,0	252,8	0,503
170	2,450	236,3	263,5	0,493	1,810	235,4	262,2	0,518
190	2,539	244,8	273,0	0,508	1,879	244,0	271,8	0,533
210	2,626	253,5	282,7	0,523	1,946	252,7	281,5	0,548
230	2,713	262,3	292,5	0,537	2,013	261,7	291,5	0,562
250	2,800	271,6	302,7	0,552	2,079	270,9	301,7	0,577
	p = 100 lbf/in^2 (T_{sat} = 55,1°F)				p = 120 lbf/in^2 (T_{sat} = 67,2°F)			
Sat.	1,073	188,1	207,9	0,414	0,8945	191,1	210,9	0,412
60	1,090	189,9	210,1	0,418				
80	1,156	197,8	219,2	0,435	0,9323	196,2	216,9	0,424
100	1,219	205,7	228,3	0,452	0,9887	204,3	226,3	0,441
120	1,280	213,7	237,4	0,468	1,043	212,5	235,7	0,457
140	1,340	221,9	246,7	0,483	1,094	220,8	245,1	0,473
160	1,398	230,2	256,1	0,499	1,145	229,2	254,7	0,489
180	1,454	238,8	265,7	0,514	1,194	237,9	264,4	0,504
200	1,510	247,5	275,5	0,529	1,242	246,7	274,3	0,520
220	1,566	256,4	285,4	0,544	1,289	255,6	284,3	0,534
240	1,620	265,6	295,6	0,559	1,336	264,8	294,5	0,549
260	1,674	274,9	305,9	0,573	1,382	274,2	304,9	0,564
280	1,728	284,4	316,4	0,588	1,427	283,8	315,5	0,579
	p = 140 lbf/in^2 (T_{sat} = 78,0°F)				p = 160 lbf/in^2 (T_{sat} = 87,6°F)			
Sat.	0,7650	193,7	213,5	0,412	0,6665	196,0	215,7	0,411
80	0,7705	213,3	214,5	0,413				
100	0,8227	222,9	224,2	0,431	0,6968	201,2	221,9	0,422
120	0,8718	232,4	233,8	0,448	0,7427	209,9	231,9	0,439
140	0,9185	242,1	243,5	0,464	0,7859	218,4	241,7	0,456
160	0,9635	251,7	253,2	0,480	0,8272	227,2	251,7	0,472
180	1,007	261,4	263,0	0,496	0,8669	235,9	261,6	0,488
200	1,050	271,4	273,0	0,511	0,9054	244,9	271,7	0,504
220	1,091	281,5	283,2	0,526	0,9430	254,0	282,0	0,519
240	1,132	291,7	293,5	0,541	0,9797	263,4	292,4	0,534
260	1,173	302,1	303,9	0,556	1,016	272,8	302,9	0,549
280	1,213	312,7	314,6	0,571	1,051	282,6	313,7	0,564
300	1,252	323,6	325,5	0,585	1,087	292,4	324,6	0,578

Propano

Tabela A-18E **(Continuação)**

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 180 lbf/in² (T_{sat} = 96,5°F)				p = 200 lbf/in² (T_{sat} = 104,6°F)			
Sat.	0,5890	198.0	217,6	0,410	0.5261	199,8	219,2	0,409
100	0,5972	199,6	219,5	0,413				
120	0,6413	208,4	229,8	0,431	0,5591	206,8	227,5	0,424
140	0,6821	217,1	239,9	0.449	0,5983	215,8	238,0	0,441
160	0,7206	226,1	250,1	0,465	0,6349	224,9	248.4	0,458
180	0,7574	234,9	260,2	0,481	0,6694	233,9	258,7	0,475
200	0,7928	244,0	270,4	0,497	0,7025	243.1	269.1	0,491
220	0,8273	253.2	280.8	0,513	0,7345	252,4	279,6	0,506
240	0,8609	262,6	291,3	0,528	0,7656	261,7	290.1	0,522
260	0,8938	272,1	301,9	0,543	0,7960	271,4	300,9	0,537
280	0,9261	281,8	312,7	0,558	0,8257	281.1	311,7	0,552
300	0,9579	291.8	323,7	0,572	0,8549	291,1	322,8	0,567
320	0,9894	301,9	334,9	0,587	0,8837	301,3	334,0	0,581
	p = 220 lbf/in² (T_{sat} = 112,1°F)				p = 240 lbf/in² (T_{sat} = 119,2°F)			
Sat.	0,4741	201,4	220,7	0,408	0,4303	202.8	221,9	0,408
120	0,4906	205,1	225,1	0,416	0,4321	203,2	222,4	0,409
140	0,5290	214,4	236,0	0,435	0,4704	212,9	233,8	0,428
160	0,5642	223,6	246,6	0,452	0,5048	222,4	244.8	0,446
180	0,5971	232,9	257,2	0,469	0,5365	231,6	255,5	0,463
200	0,6284	242,1	267,7	0,485	0,5664	241,1	266,3	0,480
220	0,6585	251,5	278,3	0,501	0,5949	250,5	277,0	0,496
240	0,6875	261,0	289,0	0,516	0,6223	260,1	287,8	0,511
260	0,7158	270,6	299,8	0,532	0,6490	269,8	298,7	0,527
280	0,7435	280,5	310,8	0,547	0,6749	279,8	309,8	0,542
300	0,7706	290,5	321,9	0,561	0,7002	289,8	320,9	0,557
320	0,7972	300,6	333,1	0,576	0,7251	300,1	332,3	0,571
340	0,8235	311,0	344,6	0,591	0,7496	310,5	343,8	0,586
	p = 260 lbf/in² (T_{sat} = 125,8°F)				p = 280 lbf/in² (T_{sat} = 132,1°F)			
Sat.	0.3928	204,1	223,0	0,407	0,3604	205,3	223,9	0,406
130	0,4012	206,3	225.6	0,411				
150	0,4374	216,1	237,2	0,431	0,3932	214,5	234,9	0,424
170	0,4697	225,8	248,4	0,449	0,4253	224,4	246,5	0,443
190	0,4995	235,2	259,3	0,466	0,4544	234.1	257,7	0.461
210	0.5275	244.8	270,2	0,482	0,4815	243.8	268,8	0.477
230	0,5541	254.4	281,1	0.498	0,5072	253,5	279,8	0,494
250	0,5798	264.2	292,1	0,514	0,5317	263,3	290.9	0,510
270	0,6046	274,1	303,2	0.530	0.5553	273,3	302,1	0,525
290	0,6288	284.0	314,3	0.545	0,5783	283,4	313,4	0,540
310	0.6524	294,3	325,7	0,560	0,6007	293,5	324,7	0,555
330	0,6756	304,7	337,2	0,574	0,6226	304,0	336,3	0,570
350	0,6984	315,2	348,8	0,589	0,6441	314,6	348,0	0,585

Tabela A-18E **(Continuação)**

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb °R
	p = 320 lbf/in² (T_{sat} = 143,7°F)				p = 360 lbf/in² (T_{sat} = 154,2°F)			
Sat.	0,3067	207,2	225,3	0,404	0,2639	208,6	226,2	0,402
150	0,3187	210,7	229,6	0,412				
170	0,3517	221,4	242,3	0,432	0,2920	217,9	237,4	0,420
190	0,3803	231,7	254,2	0,450	0,3213	228,8	250,2	0,440
210	0,4063	241,6	265,7	0,468	0,3469	239,3	262,4	0,459
230	0,4304	251,6	277.1	0,485	0,3702	249,5	274,2	0,476
250	0,4533	261,6	288,5	0,501	0,3919	259,8	285,9	0,493
270	0,4751	271,7	299,9	0,517	0,4124	270,1	297,6	0,509
290	0,4961	281,9	311,3	0,532	0,4320	280,4	309,2	0,525
310	0,5165	292,3	322,9	0,548	0,4510	290,8	320,9	0,540
330	0,5364	302,7	334,5	0,563	0,4693	301,4	332,7	0,556
350	0,5559	313,4	346,3	0,577	0,4872	312,2	344,7	0,570
370	0,5750	324,2	358,3	0,592	0,5047	323,0	356,7	0,585
	p = 400 lbf/in² (T_{sat} = 164,0°F)				p = 450 lbf/in² (T_{sat} = 175,1°F)			
Sat.	0,2287	209,5	226,5	0,400	0,1921	209,9	225,9	0,396
170	0,2406	213,6	231,4	0,408				
190	0,2725	225,6	245,8	0,430	0,2205	220,7	239,1	0,416
210	0,2985	236,7	258,8	0,450	0,2486	233,0	253,7	0,439
230	0,3215	247,4	271,2	0,468	0,2719	244,3	267,0	0,458
250	0,3424	257,8	283,2	0,485	0,2925	255,2	279,6	0,476
270	0,3620	268,3	295,1	0,502	0,3113	266,0	292.0	0,493
290	0,3806	278,8	307,0	0,518	0,3290	276,8	304,2	0,510
310	0,3984	289,4	318,9	0,534	0,3457	287,6	316,4	0,526
330	0,4156	300,1	330,9	0,549	0,3617	298,4	328,5	0,542
350	0,4322	311,0	343,0	0,564	0,3772	309,4	340,8	0,557
370	0,4484	321,9	355,1	0,579	0,3922	320,4	353,1	0,572
390	0,4643	333,1	367,5	0,594	0,4068	331,7	365,6	0,587
	p = 500 lbf/in² (T_{sat} = 185,3°F)				p = 600 lbf/in² (T_{sat} = 203,4°F)			
Sat.	0.1610	209,3	224,2	0,391	0,1003	200,3	211,4	0,367
190	0,1727	213.8	229,8	0,399				
210	0,2066	228,6	247,7	0,426	0,1307	214,3	228,8	0,394
230	0,2312	240,9	262,3	0,448	0,1661	232,2	250,7	0,426
250	0,2519	252,4	275,7	0.467	0,1892	245,8	266,8	0,449
270	0,2704	263,6	288.6	0,485	0,2080	258,1	281,2	0,469
290	0,2874	274,6	301,2	0,502	0,2245	269,8	294,8	0,487
310	0,3034	285.6	313,7	0,519	0,2396	281,4	308,0	0,505
330	0.3186	296,6	326,1	0,534	0,2536	292,8	321,0	0,521
350	0,3331	307,7	338.6	0,550	0,2669	304.2	333,9	0,538
370	0.3471	318,9	351,0	0.565	0,2796	315,7	346,8	0,553
390	0,3607	330,2	363,6	0.580	0,2917	327.3	359,7	0,569
410	0,3740	341,7	376,3	0,595	0,3035	338,9	372,6	0,584

Tabela A-19E Propriedades de Sólidos e Líquidos Selecionados: c_p, ρ e κ

Substância	Calor Específico, c_p (Btu/lb · °R)	Massa Específica, ρ (lb/ft³)	Condutividade Térmica, κ (Btu/h · ft · °R)
Sólidos Selecionados, 540°R			
Aço (AISI 302)	0,115	503	8,7
Alumínio	0,216	169	137
Areia	0,191	94,9	0,16
Carvão, antracito	0,301	84,3	0,15
Chumbo	0,031	705	20,4
Cobre	0,092	557	232
Estanho	0,054	456	38,5
Ferro	0,107	491	46,4
Granito	0,185	164	1,61
Prata	0,056	656	248
Solo	0,439	128	0,30
Materiais de Contrução, 540°R			
Concreto (mistura de brita)	0,210	144	0,81
Madeira compensada	0,291	34	0,069
Madeiras leves (abeto, pinho)	0,330	31,8	0,069
Pedra calcária	0,193	145	1,24
Placa de vidro	0,179	156	0.81
Prancha para parede, divisória	0,279	40	0,054
Tijolo comum	0,199	120	0,42
Materiais de Isolamento, 540°R			
Cortiça	0,43	7,5	0,023
Enchimento de vermiculite (flocos)	0,199	5,0	0,039
Forro para dutos (fibra de vidro, revestido)	0,199	2,0	0,022
Manta (fibra de vidro)	—	1,0	0,027
Poliestireno (extrudado)	0,289	3,4	0,016
Líquidos Saturados			
Água, 495°R	1,006	62,42	0,332
540°R	0,998	62,23	0,354
585°R	0,999	61,61	0,373
630°R	1,002	60,79	0,386
675°R	1,008	59.76	0,394
720°R	1,017	58.55	0,398
Amônia, 540°R	1,151	37,5	0,269
Mercúrio, 540°R	0,033	845	4,94
Óleo de Motor Não-Utilizado, 540°R	0,456	55,2	0,084
Refrigerante 22, 540°R	0,303	74,0	0,049
Refrigerante 134a, 540°R	0,343	75,0	0,047

Fonte: Estes dados foram extraídos de várias fontes e são apenas representativos. Os valores podem ser outros, dependendo da temperatura, da pureza, do teor de umidade e de outros fatores.

Tabela A-19E

Tabela A-20E Calores Específicos de Gases Ideais para Alguns Gases Usuais (Btu/lb · °R)

Temp °F	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	Temp °F
	Ar			Nitrogênio, N_2			Oxigênio, O_2			
40	0,240	0.171	1,401	0,248	0.177	1,400	0.219	0.156	1.397	40
100	0,240	0.172	1.400	0,248	0,178	1,399	0,220	0,158	1,394	100
200	0,241	0.173	1,397	0,249	0,178	1,398	0.223	0,161	1,387	200
300	0,243	0,174	1,394	0,250	0,179	1,396	0.226	0,164	1.378	300
400	0,245	0,176	1.389	0,251	0,180	1.393	0,230	0,168	1.368	400
500	0.248	0,179	1,383	0,254	0,183	1,388	0,235	0,173	1.360	500
600	0,250	0,182	1,377	0,256	0,185	1,383	0,239	0,177	1,352	600
700	0,254	0,185	1,371	0,260	0,189	1,377	0,242	0,181	1,344	700
800	0,257	0,188	1,365	0.262	0,191	1,371	0,246	0,184	1,337	800
900	0,259	0,191	1,358	0,265	0,194	1,364	0,249	0,187	1,331	900
1000	0,263	0,195	1,353	0,269	0,198	1,359	0,252	0,190	1,326	1000
1500	0,276	0,208	1,330	0,283	0,212	1,334	0,263	0,201	1,309	1500
2000	0,286	0,217	1,312	0,293	0,222	1.319	0,270	0.208	1,298	2000
Temp. °F	**Dióxido de Carbono, CO_2**			**Monóxido de Carbono, CO**			**Hidrogênio, H_2**			**Temp. °F**
40	0,195	0,150	1,300	0.248	0,177	1,400	3,397	2,412	1,409	40
100	0,205	0,160	1,283	0.249	0,178	1.399	3,426	2,441	1,404	100
200	0,217	0,172	1,262	0,249	0,179	1,397	3,451	2,466	1,399	200
300	0,229	0,184	1,246	0,251	0.180	1,394	3.461	2,476	1,398	300
400	0,239	0.193	1,233	0,253	0.182	1.389	3,466	2,480	1,397	400
500	0,247	0,202	1,223	0,256	0.185	1,384	3.469	2,484	1.397	500
600	0,255	0,210	1,215	0,259	0,188	1,377	3,473	2,488	1,396	600
700	0,262	0,217	1.208	0,262	0,191	1,371	3,477	2,492	1,395	700
800	0,269	0,224	1,202	0,266	0,195	1,364	3,494	2,509	1,393	800
900	0,275	0,230	1,197	0,269	0.198	1.357	3,502	2,519	1,392	900
1000	0,280	0,235	1,192	0.273	0,202	1.351	3,513	2,528	1,390	1000
1500	0,298	0,253	1,178	0,287	0,216	1,328	3,618	2,633	1,374	1500
2000	0,312	0,267	1,169	0,297	0,226	1,314	3.758	2.773	1,355	2000

Fonte: Adaptado de K Wark, *Thermodynamics*, 4th ed., McGraw-Hill, New York, 1983, baseado no "Tables of Thermal Properties of Gases", NBS Circular 564, 1955.

Tabela A-20E

Tabela A-21E Variação de $\bar{c}_p$ com a Temperatura para Gases Ideais Selecionados

$$\frac{\bar{c}_p}{\bar{R}} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4$$

T está em °R, equações válidas entre 540 e 1800 °R

Gás	α	$\beta \times 10^3$	$\gamma \times 10^6$	$\delta \times 10^9$	$\varepsilon \times 10^{12}$
CO	3,710	−0,899	1,140	−0,348	0,0228
CO_2	2,401	4.853	−2,039	0,343	0
H_2	3,057	1,487	−1,793	0,947	−0,1726
H_2O	4,070	−0,616	1,281	−0.508	0,0769
O_2	3,626	−1,043	2,178	−1,160	0,2053
N_2	3,675	−0,671	0,717	−0,108	−0,0215
Ar	3,653	−0,7428	1,017	−0,328	0,02632
NH_3	3,591	0,274	2,576	−1,437	0,2601
NO	4,046	−1,899	2,464	−1,048	0,1517
NO_2	3.459	1,147	2,064	−1,639	0,3448
SO_2	3.267	2,958	0,211	−0.906	0,2438
SO_3	2.578	8,087	−2.832	−0,136	0,1878
CH_4	3,826	−2,211	7,580	−3,898	0,6633
C_2H_2	1,410	10,587	−7,562	2,811	−0,3939
C_2H_4	1,426	6,324	2,466	−2,787	0,6429
Gases monoatômicos[a]	2,5	0	0	0	0

[a]Para gases monoatômicos, tais como o He, Ne e Ar, $\bar{c}_p$ é aproximadamente constante ao longo de um grande intervalo de temperatura e é bem próximo de 5/2 $\bar{R}$.

Fonte: Adaptado de K. Wark, *Thermodynamics*, 4th ed., McGraw-Hill, New York, 1983, baseado no NASA SP-273, U.S. Government Printing Office, Washington, DC, 1971.

Tabela A-22E Propriedades do Ar como Gás Ideal

T(°R), h e u(Btu/lb), $s°$(Btu/lb · °R)

				quando $\Delta s = 0$[1]						quando $\Delta s = 0$	
T	h	u	$s°$	p_r	v_r	T	h	u	$s°$	p_r	v_r
360	85,97	61.29	0,50369	0,3363	396,6	940	226,11	161,68	0,73509	9,834	35,41
380	90,75	64,70	0,51663	0,4061	346.6	960	231,06	165,26	0,74030	10,61	33,52
400	95,53	68,11	0.52890	0,4858	305,0	980	236,02	168,83	0,74540	11,43	31,76
420	100,32	71,52	0,54058	0,5760	270,1	1000	240,98	172,43	0,75042	12.30	30,12
440	105,11	74,93	0,55172	0,6776	240.6	1040	250,95	179,66	0,76019	14,18	27,17
460	109,90	78,36	0.56235	0,7913	215,33	1080	260,97	186,93	0.76964	16,28	24,58
480	114,69	81,77	0,57255	0,9182	193.65	1120	271,03	194,25	0,77880	18,60	22,30
500	119.48	85,20	0.58233	1,0590	174,90	1160	281,14	201,63	0,78767	21,18	20,29
520	124,27	88,62	0,59172	1.2147	158,58	1200	291,30	209,05	0,79628	24,01	18,51
537	128,34	91,53	0,59945	1,3593	146,34	1240	301,52	216,53	0.80466	27,13	16,93
540	129.06	92,04	0,60078	1,3860	144,32	1280	311,79	224,05	0,81280	30,55	15.52
560	133,86	95,47	0.60950	1,5742	131.78	1320	322,11	231,63	0,82075	34,31	14.25
580	138,66	98,90	0,61793	1,7800	120,70	1360	332,48	239,25	0.82848	38,41	13,12
600	143,47	102,34	0,62607	2,005	110.88	1400	342,90	246,93	0,83604	42.88	12,10
620	148,28	105,78	0,63395	2,249	102,12	1440	353,37	254,66	0,84341	47,75	11,17
640	153,09	109.21	0,64159	2,514	94,30	1480	363,89	262,44	0,85062	53,04	10,34
660	157.92	112,67	0,64902	2,801	87,27	1520	374,47	270,26	0,85767	58,78	9,578
680	162,73	116.12	0.65621	3,111	80,96	1560	385,08	278.13	0.86456	65,00	8,890
700	167,56	119,58	0,66321	3,446	75,25	1600	395,74	286,06	0,87130	71,73	8,263
720	172,39	123,04	0,67002	3,806	70,07	1650	409,13	296,03	0,87954	80,89	7,556
740	177,23	126,51	0,67665	4.193	65,38	1700	422,59	306,06	0,88758	90,95	6,924
760	182,08	129,99	0,68312	4.607	61,10	1750	436,12	316,16	0,89542	101,98	6,357
780	186,94	133,47	0,68942	5,051	57,20	1800	449,71	326,32	0,90308	114,0	5,847
800	191,81	136,97	0,69558	5,526	53,63	1850	463,37	336,55	0,91056	127,2	5,388
820	196,69	140,47	0,70160	6,033	50,35	1900	477,09	346,85	0,91788	141,5	4,974
840	201,56	143,98	0,70747	6,573	47,34	1950	490.88	357,20	0,92504	157,1	4,598
860	206,46	147,50	0,71323	7,149	44,57	2000	504,71	367,61	0,93205	174,0	4,258
880	211,35	151,02	0,71886	7,761	42,01	2050	518,61	378,08	0,93891	192,3	3,949
900	216.26	154,57	0,72438	8,411	39,64	2100	532,55	388,60	0,94564	212,1	3,667
920	221,18	158,12	0,72979	9,102	37,44	2150	546,54	399,17	0,95222	233,5	3,410

1. Valores de p_r e v_r para uso nas Eqs. 6.41 e 6.42, respectivamente.

Tabela A 22E **(Continuação)**

$T(°R)$, h e u(Btu/lb), $s°$(Btu/lb °R)											
				quando $\Delta s = 0$[1]						quando $\Delta s = 0$	
T	h	u	$s°$	p_r	v_r	T	h	u	$s°$	p_r	v_r
2200	560.59	409,78	0,95868	256.6	3,176	3700	998,11	744,48	1,10991	2330	0,5882
2250	574,69	420.46	0,96501	281,4	2,961	3750	1013,1	756,04	1,11393	2471	0,5621
2300	588.82	431,16	0,97123	308,1	2,765	3800	1028,1	767,60	1,11791	2618	0,5376
2350	603,00	441,91	0,97732	336,8	2,585	3850	1043,1	779,19	1,12183	2773	0,5143
2400	617,22	452,70	0,98331	367.6	2,419	3900	1058.1	790.80	1,12571	2934	0,4923
2450	631,48	463,54	0,98919	400,5	2,266	3950	1073,2	802.43	1,12955	3103	0,4715
2500	645,78	474,40	0,99497	435,7	2,125	4000	1088.3	814,06	1,13334	3280	0,4518
2550	660,12	485,31	1,00064	473,3	1,996	4050	1103,4	825.72	1,13709	3464	0,4331
2600	674,49	496,26	1,00623	513,5	1,876	4100	1118,5	837,40	1.14079	3656	0,4154
2650	688,90	507,25	1,01172	556,3	1,765	4150	1133,6	849,09	1,14446	3858	0,3985
2700	703,35	518,26	1,01712	601,9	1,662	4200	1148,7	860.81	1,14809	4067	0,3826
2750	717.83	529,31	1,02244	650,4	1,566	4300	1179,0	884,28	1,15522	4513	0,3529
2800	732,33	540,40	1,02767	702,0	1,478	4400	1209.4	907,81	1,16221	4997	0,3262
2850	746,88	551,52	1,03282	756,7	1,395	4500	1239,9	931,39	1.16905	5521	0,3019
2900	761.45	562,66	1,03788	814,8	1,318	4600	1270,4	955,04	1,17575	6089	0,2799
2950	776,05	573,84	1,04288	876.4	1,247	4700	1300,9	978,73	1,18232	6701	0,2598
3000	790,68	585,04	1,04779	941,4	1,180	4800	1331,5	1002,5	1,18876	7362	0,2415
3050	805,34	596,28	1,05264	1011	1,118	4900	1362.2	1026,3	1,19508	8073	0,2248
3100	820,03	607,53	1,05741	1083	1,060	5000	1392,9	1050,1	1.20129	8837	0,2096
3150	834,75	618,82	1.06212	1161	1,006	5100	1423.6	1074,0	1,20738	9658	0,1956
3200	849,48	630,12	1,06676	1242	0,9546	5200	1454,4	1098.0	1,21336	10539	0.1828
3250	864,24	641,46	1,07134	1328	0,9069	5300	1485,3	1122.0	1,21923	11481	0,1710
3300	879,02	652,81	1,07585	1418	0,8621						
3350	893,83	664,20	1,08031	1513	0,8202						
3400	908,66	675.60	1,08470	1613	0,7807						
3450	923,52	687,04	1.08904	1719	0,7436						
3500	938.40	698.48	1,09332	1829	0.7087						
3550	953,30	709,95	1,09755	1946	0,6759						
3600	968,21	721,44	1.10172	2068	0,6449						
3650	983,15	732,95	1,10584	2196	0,6157						

Tabela A-23E **Propriedades de Gases Selecionados Tomados como Gases Ideais**

Entalpia $\bar{h}(T)$ e energia interna $\bar{u}(T)$, em Btu/lbmol. Entropia absoluta a 1 atm $\bar{s}°(T)$, em Btu/lbmol · °R.

	Dióxido de Carbono, CO_2 ($\bar{h}_f^\circ = -169,300$ Btu/lbmol)			Monóxido de Carbono, CO ($\bar{h}_f^\circ = -47,540$ Btu/lbmol)			Vapor d'Água, H_2O ($\bar{h}_f^\circ = -104,040$ Btu/lbmol)			Oxigênio, O_2 ($\bar{h}_f^\circ = 0$ Btu/lbmol)			Nitrogênio, N_2 ($\bar{h}_f^\circ = 0$ Btu/lbmol)			
$T(°R)$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$T(°R)$
300	2108,2	1512,4	46.353	2081,9	1486,1	43,223	2367,6	1771,8	40,439	2073,5	1477,8	44,927	2082,0	1486,2	41,695	300
320	2256,6	1621,1	46,832	2220,9	1585,4	43,672	2526,8	1891,3	40,952	2212,6	1577,1	45,375	2221,0	1585,5	42,143	320
340	2407,3	1732,1	47,289	2359,9	1684,7	44,093	2686,0	2010,8	41,435	2351,7	1676,5	45,797	2360,0	1684,4	42,564	340
360	2560,5	1845,6	47,728	2498,8	1783,9	44,490	2845,1	2130,2	41,889	2490,8	1775,9	46,195	2498,9	1784,0	42,962	360
380	2716,4	1961,8	48,148	2637,9	1883,3	44,866	3004,4	2249,8	42,320	2630,0	1875,3	46,571	2638,0	1883,4	43,337	380
400	2874,7	2080,4	48,555	2776,9	1982.6	45,223	3163.8	2369.4	42,728	2769,1	1974,8	46,927	2777.0	1982,6	43,694	400
420	3035,7	2201,7	48,947	2916,0	2081.9	45,563	3323,2	2489,1	43,117	2908,3	2074.3	47.267	2916.1	2082,0	44.034	420
440	3199,4	2325,6	49,329	3055,0	2181.2	45,886	3482,7	2608.9	43,487	3047,5	2173,8	47,591	3055.1	2181,3	44,357	440
460	3365.7	2452,2	49,698	3194,0	2280,5	46,194	3642,3	2728.8	43,841	3186,9	2273,4	47,900	3194,1	2280,6	44,665	460
480	3534,7	2581,5	50,058	3333,0	2379,8	46,491	3802,0	2848,8	44,182	3326,5	2373,3	48.198	3333,1	2379,9	44.962	480
500	3706,2	2713,3	50,408	3472,1	2479,2	46,775	3962,0	2969,1	44,508	3466,2	2473,2	48.483	3472,2	2479,3	45,246	500
520	3880,3	2847,7	50,750	3611,2	2578,6	47,048	4122,0	3089,4	44,821	3606,1	2573,4	48,757	3611,3	2578,6	45,519	520
537	4027,5	2963,8	51,032	3725,1	2663,1	47,272	4258,0	3191,9	45,079	3725,1	2658,7	48,982	3729,5	2663,1	45,743	537
540	4056,8	2984,4	51,082	3750,3	2677,9	47,310	4282,4	3210,0	45,124	3746,2	2673,8	49,021	3750,8	2678,0	45,781	540
560	4235,8	3123,7	51,408	3889,5	2777,4	47,563	4442.8	3330,7	45,415	3886,6	2774.5	49,276	3889,5	2777,4	46.034	560
580	4417,2	3265.4	51.726	4028,7	2876,9	47.807	4603.7	3451,9	45.696	4027,3	2875,5	49.522	4028,7	2876.9	46,278	580
600	4600,9	3409,4	52,038	4168,0	2976,5	48,044	4764.7	3573,2	45,970	4168,3	2976.8	49.762	4167.9	2976,4	46.514	600
620	4786,6	3555,6	52,343	4307,4	3076,2	48,272	4926,1	3694,9	46,235	4309,7	3078,4	49.993	4307.1	3075,9	46,742	620
640	4974,9	3704.0	52,641	4446,9	3175.9	48,494	5087,8	3816,8	46,492	4451,4	3180,4	50.218	4446.4	3175,5	46,964	640
660	5165,2	3854,6	52,934	4586,6	3275.8	48,709	5250,0	3939,3	46,741	4593,5	3282,9	50.437	4585,8	3275,2	47,178	660
680	5357,6	4007,2	53,225	4726,2	3375,8	48,917	5412,5	4062,1	46,984	4736,2	3385,8	50,650	4725,3	3374,9	47,386	680
700	5552,0	4161,9	53,503	4866,0	3475,9	49,120	5575,4	4185,3	47,219	4879,3	3489,2	50,858	4864,9	3474,8	47,588	700
720	5748,4	4318,6	53,780	5006,1	3576,3	49,317	5738,8	4309,0	47,450	5022,9	3593,1	51,059	5004,5	3574,7	47,785	720
740	5946,8	4477,3	54,051	5146,4	3676,9	49,509	5902,6	4433,1	47,673	5167,0	3697,4	51,257	5144,3	3674,7	47,977	740
760	6147,0	4637,9	54,319	5286,8	3777,5	49,697	6066,9	4557,6	47,893	5311,4	3802,2	51,450	5284,1	3774,9	48,164	760
780	6349,1	4800,1	54,582	5427,4	3878.4	49,880	6231,7	4682,7	48,106	5456,4	3907,5	51.638	5424,2	3875,2	48,345	780
800	6552,9	4964,2	54,839	5568,2	3979,5	50,058	6396,9	4808,2	48,316	5602,0	4013.3	51,821	5564.4	3975.7	48,522	800
820	6758,3	5129,9	55,093	5709,4	4081,0	50,232	6562,6	4934,2	48,520	5748,1	4119.7	52.002	5704.7	4076.3	48,696	820
840	6965,7	5297,6	55.343	5850,7	4182,6	50.402	6728,9	5060,8	48,721	5894.8	4226,6	52.179	5845,3	4177.1	48.865	840
860	7174,7	5466,9	55,589	5992,3	4284,5	50,569	6895,6	5187,8	48,916	6041,9	4334.1	52,352	5985.9	4278,1	49,031	860
880	7385,3	5637,7	55,831	6134,2	4386,6	50.732	7062,9	5315,3	49.109	6189,6	4442,0	52,522	6126,9	4379,4	49.193	880
900	7597.6	5810,3	56,070	6276,4	4489,1	50,892	7230,9	5443,6	49,298	6337,9	4550,6	52,688	6268,1	4480.8	49,352	900
920	7811.4	5984,4	56,305	6419,0	4592,0	51.048	7399,4	5572,4	49,483	6486,7	4659,7	52,852	6409,6	4582,6	49,507	920
940	8026,8	6160,1	56,536	6561,7	4695,0	51,202	7568,4	5701,7	49,665	6636,1	4769,4	53,012	6551,2	4684,5	49,659	940
960	8243,8	6337,4	56,765	6704,9	4798,5	51,353	7738,0	5831,6	49,843	6786,0	4879,5	53,170	6693,1	4786,7	49,808	960
980	8462,2	6516,1	56,990	6848.4	4902,3	51,501	7908,2	5962,0	50,019	6936,4	4990,3	53,326	6835,4	4889.3	49.955	980
1000	8682,1	6696.2	57,212	6992.2	5006.3	51.646	8078,9	6093,0	50,191	7087,5	5101,6	53,477	6977,9	4992,0	50.099	1000
1020	8903,4	6877,8	57.432	7136,4	5110,8	51,788	8250,4	6224,8	50,360	7238,9	5213,3	53,628	7120,7	5095,1	50,241	1020
1040	9126,2	7060,9	57,647	7281,0	5215,7	51,929	8422,4	6357,1	50,528	7391,0	5325.7	53,775	7263,8	5198.5	50,380	1040
1060	9350,3	7245,3	57.861	7425,9	5320,9	52,067	8595,0	6490,0	50,693	7543,6	5438,6	53,921	7407,2	5302,2	50,516	1060

Tabela A-23E (Continuação)

$\bar{h}$ e $\bar{u}$ em Btu/lbmol, $\bar{s}^\circ$ em Btu/lbmol · °R

	Dióxido de Carbono, CO_2 ($\bar{h}^\circ_f$ = −169,300 Btu/lbmol)			Monóxido de Carbono, CO ($\bar{h}^\circ_f$ = −47,540 Btu/lbmol)			Vapor d'Água, H_2O ($\bar{h}^\circ_f$ = −104,040 Btu/lbmol)			Oxigênio, O_2 ($\bar{h}^\circ_f$ = 0 Btu/lbmol)			Nitrogênio, N_2 ($\bar{h}^\circ_f$ = 0 Btu/lbmol)			
T(°R)	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	T(°R)
1080	9575,8	7431,1	58,072	7571,1	5426,4	52,203	8768,2	6623,5	50,854	7696,8	5552,1	54,064	7551,0	5406,2	50,651	1080
1100	9802,6	7618,1	58,281	7716,8	5532,3	52,337	8942,0	6757,5	51,013	7850,4	5665,9	54,204	7695,0	5510,5	50,783	1100
1120	10030,6	7806,4	58,485	7862,9	5638,7	52,468	9116,4	6892,2	51,171	8004,5	5780,3	54,343	7839,3	5615,2	50,912	1120
1140	10260,1	7996,2	58,689	8009,2	5745,4	52,598	9291,4	7027,5	51,325	8159,1	5895,2	54,480	7984,0	5720,1	51,040	1140
1160	10490,6	8187,0	58,889	8156,1	5851,5	52,726	9467,1	7163,5	51,478	8314,2	6010,6	54,614	8129,0	5825,4	51,167	1160
1180	10722,3	8379,0	59,088	8303,3	5960,0	52,852	9643,4	7300,1	51,630	8469,8	6126,5	54,748	8274,4	5931,0	51,291	1180
1200	10955,3	8572,3	59,283	8450,8	6067,8	52,976	9820,4	7437,4	51,777	8625,8	6242,8	54,879	8420,0	6037,0	51,413	1200
1220	11189,4	8766,6	59,477	8598,8	6176,0	53,098	9998,0	7575,2	51,925	8782,4	6359,6	55,008	8566,1	6143,4	51,534	1220
1240	11424,6	8962,1	59,668	8747,2	6284,7	53,218	10176,1	7713,6	52,070	8939,4	6476,9	55,136	8712,6	6250,1	51,653	1240
1260	11661,0	9158,8	59,858	8896,0	6393,8	53,337	10354,9	7852,7	52,212	9096,7	6594,5	55,262	8859,3	6357,2	51,771	1260
1280	11898,4	9356,5	60,044	9045,0	6503,1	53,455	10534,4	7992,5	52,354	9254,6	6712,7	55,386	9006,4	6464,5	51,887	1280
1300	12136,9	9555,3	60,229	9194,6	6613,0	53,571	10714,5	8132,9	52,494	9412,9	6831,3	55,508	9153,9	6572,3	51,001	1300
1320	12376,4	9755,0	60,412	9344,6	6723,2	53,685	10895,3	8274,0	52,631	9571,6	6950,2	55,630	9301,8	6680,4	52,114	1320
1340	12617,0	9955,9	60,593	9494,8	6833,7	53,799	11076,6	8415,5	52,768	9730,7	7069,6	55,750	9450,0	6788,9	52,225	1340
1360	12858,5	10157,7	60,772	9645,5	6944,7	53,910	11258,7	8557,9	52,903	9890,2	7189,4	55,867	9598,6	6897,8	52,335	1360
1380	13101,0	10360,5	60,949	9796,6	7056,1	54,021	11441,4	8700,9	53,037	10050,1	7309,6	55,984	9747,5	7007,0	52,444	1380
1400	13344,7	10564,5	61,124	9948,1	7167,9	54,129	11624,8	8844,6	53,168	10210,4	7430,1	56,099	9896,9	7116,7	52,551	1400
1420	13589,1	10769,2	61,298	10100,0	7280,1	54,237	11808,8	8988,9	53,299	10371,0	7551,1	56,213	10046,6	7226,7	52,658	1420
1440	13834,5	10974,8	61,469	10252,2	7392,6	54,344	11993,4	9133,8	53,428	10532,0	7672,4	56,326	10196,6	7337,0	52,763	1440
1460	14080,8	11181,4	61,639	10404,8	7505,4	54,448	12178,8	9279,4	53,556	10693,3	7793,9	56,437	10347,0	7447,6	52,867	1460
1480	14328,0	11388,9	61,800	10557,8	7618,7	54,522	12364,8	9425,7	53,682	10855,1	7916,0	56,547	10497,8	7558,7	52,969	1480
1500	14576,0	11597,2	61,974	10711,1	7732,3	54,665	12551,4	9572,7	53,808	11017,1	8038,3	56,656	10648,0	7670,1	53,071	1500
1520	14824,9	11806,4	62,138	10864,9	7846,4	54,757	12738,8	9720,3	53,932	11179,6	8161,1	56,763	10800,4	7781,9	53,171	1520
1540	15074,7	12016,5	62,302	11019,0	7960,8	54,858	12926,8	9868,6	54,055	11342,4	8284,2	56,869	10952,2	7893,9	53,271	1540
1560	15325,3	12227,3	62,464	11173,4	8075,4	54,958	13115,6	10017,6	54,117	11505,4	8407,4	56,975	11104,3	8006,4	53,369	1560
1580	15576,7	12439,0	62,624	11328,2	8190,5	55,056	13305,0	10167,3	54,298	11668,8	8531,1	57,079	11256,9	8119,2	53,465	1580
1600	15829,0	12651,6	62,783	11483,4	8306,0	55,154	13494,4	10317,6	54,418	11832,5	8655,1	57,182	11409,7	8232,3	53,561	1600
1620	16081,9	12864,8	62,939	11638,9	8421,8	55,251	13685,7	10468,6	54,535	11996,6	8779,5	57,284	11562,8	8345,7	53,656	1620
1640	16335,7	13078,9	63,095	11794,7	8537,9	55,347	13877,0	10620,2	54,653	12160,9	8904,1	57,385	11716,4	8459,6	53,751	1640
1660	16590,2	13293,7	63,250	11950,9	8654,4	55,411	14069,2	10772,7	54,770	12325,5	9029,0	57,484	11870,2	8573,6	53,844	1660
1680	16845,5	13509,2	63,403	12107,5	8771,2	55,535	14261,9	10925,6	54,886	12490,4	9154,1	57,582	12024,3	8688,1	53,936	1680
1700	17101,4	13725,4	63,555	12264,3	8888,3	55,628	14455,4	11079,4	54,999	12655,6	9279,6	57,680	12178,9	8802,9	54,028	1700
1720	17358,1	13942,4	63,704	12421,4	9005,7	55,720	14649,5	11233,8	55,113	12821,1	9405,4	57,777	12333,7	8918,0	54,118	1720
1740	17615,5	14160,1	63,853	12579,0	9123,6	55,811	14844,3	11388,9	55,226	12986,9	9531,5	57,873	12488,8	9033,4	54,208	1740
1760	17873,5	14378,4	64,001	12736,7	9241,6	55,900	15039,8	11544,7	55,339	13153,0	9657,9	57,968	12644,3	9149,2	54,297	1760
1780	18132,2	14597,4	64,147	12894,9	9360,0	55,990	15236,1	11701,2	55,449	13319,2	9784,4	58,062	12800,2	9265,3	54,385	1780
1800	18391,5	14816,9	64,292	13053,2	9478,6	56,078	15433,0	11858,4	55,559	13485,8	9911,2	58,155	12956,3	9381,7	54,472	1800
1820	18651,5	15037,2	64,435	13212,0	9597,7	56,166	15630,6	12016,3	55,668	13652,5	10038,2	58,247	13112,7	9498,4	54,559	1820
1840	18912,2	15258,2	64,578	13371,0	9717,0	56,253	15828,7	12174,7	55,777	13819,6	10165,6	58,339	13269,5	9615,5	54,645	1840
1860	19173,4	15479,7	64,719	13530,2	9836,5	56,339	16027,6	12333,9	55,884	13986,8	10293,1	58,428	13426,5	9732,8	54,729	1860

Tabela A-23E (Continuação)

$\bar{h}$ e $\bar{u}$ em Btu/lbmol, $\bar{s}^\circ$ em Btu/lbmol · °R

	Dióxido de Carbono, CO_2 ($\bar{h}^\circ_f$ = −169,300 Btu/lbmol)			Monóxido de Carbono, CO ($\bar{h}^\circ_f$ = −47,540 Btu/lbmol)			Vapor d'Água, H_2O ($\bar{h}^\circ_f$ = −104,040 Btu/lbmol)			Oxigênio, O_2 ($\bar{h}^\circ_f$ = 0 Btu/lbmol)			Nitrogênio, N_2 ($\bar{h}^\circ_f$ = 0 Btu/lbmol)			
T(°R)	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	T(°R)
1900	19 698	15.925	64,999	13.850	10.077	56,509	16.428	12.654	56,097	14.322	10.549	58,607	13.742	9.968	54,896	1900
1940	20.224	16.372	65,272	14.170	10.318	56,677	16.830	12.977	56,307	14.658	10.806	58,782	14.058	10.205	55,061	1940
1980	20.753	16.821	65,543	14.492	10.560	56,841	17.235	13.303	56,514	14.995	11.063	58,954	14.375	10.443	55,223	1980
2020	21.284	17.273	65,809	14.815	10.803	57,007	17.643	13.632	56,719	15.333	11.321	59,123	14.694	10.682	55,383	2020
2060	21.818	17.727	66,069	15.139	11.048	57,161	18.054	13.963	56,920	15.672	11.581	59,289	15.013	10.923	55,540	2060
2100	22.353	18.182	66,327	15.463	11.293	57,317	18.467	14.297	57,119	16.011	11.841	59,451	15.334	11.164	55,694	2100
2140	22.890	18.640	66,581	15.789	11.539	57,470	18.883	14.633	57,315	16.351	12.101	59,612	15.656	11.406	55,846	2140
2180	23.429	19.101	66,830	16.116	11.787	57,621	19.301	14.972	57,509	16.692	12.363	59,770	15.978	11.649	55,995	2180
2220	23.970	19.561	67,076	16.443	12.035	57,770	19.722	15.313	57,701	17.036	12.625	59,926	16.302	11.893	56,141	2220
2260	24.512	20.024	67,319	16.722	12.284	57,917	20.145	15.657	57,889	17.376	12.888	60,077	16.626	12.138	56,286	2260
2300	25.056	20.489	67,557	17.101	12.534	58,062	20.571	16.003	58,077	17.719	13.151	60,228	16.951	12.384	56,429	2300
2340	25.602	20.955	67,792	17.431	12.784	58,204	20.999	16.352	58,261	18.062	13.416	60,376	17.277	12.630	56,570	2340
2380	26.150	21.423	68,025	17.762	13.035	58,344	21.429	16.703	58,445	18.407	13.680	60,522	17.604	12.878	56,708	2380
2420	26.699	21.893	68,253	18.093	13.287	58,482	21.862	17.057	58,625	18.572	13.946	60,666	17.932	13.126	56,845	2420
2460	27.249	22.364	68,479	18.426	13.541	58,619	22.298	17.413	58,803	19.097	14.212	60,808	18.260	13.375	56,980	2460
2500	27.801	22.837	68,702	18.759	13.794	58,754	22.735	17.771	58,980	19.443	14.479	60,946	18.590	13.625	57,112	2500
2540	28.355	23.310	68,921	19.093	14.048	58,885	23.175	18.131	59,155	19.790	14.746	61,084	18.919	13.875	57,243	2540
2580	28.910	23.786	69,138	19.427	14.303	59,016	23.618	18.494	59,328	20.138	15.014	61,220	19.250	14.127	57,372	2580
2620	29.465	24 262	69,352	19.762	14.559	59,145	24.062	18.859	59,500	20.485	15.282	61,354	19.582	14.379	57,499	2620
2660	30.023	24 740	69,563	20.098	14.815	59,272	24.508	19.226	59,669	20.834	15.551	61,486	19.914	14.631	57,625	2660
2700	30.581	25.220	69,771	20.434	15.072	59,398	24.957	19.595	59,837	21.183	15.821	61,616	20.246	14.885	57,750	2700
2740	31.141	25.701	69,977	20.771	15.330	59,521	25.408	19.967	60,003	21.533	16.091	61,744	20.580	15.139	57,872	2740
2780	31.702	26.181	70,181	21.108	15.588	59,644	25.861	20.340	60,167	21.883	16.362	61,871	20.914	15.393	57,993	2780
2820	32.264	26.664	70,382	21.446	15.846	59,765	26.316	20.715	60,330	22.232	16.633	61,996	21.248	15.648	58,113	2820
2860	32.827	27.148	70,580	21.785	16.105	59,884	26.773	21.093	60,490	22.584	16.905	62,120	21.584	15.905	58,231	2860
2900	33.392	27.633	70,776	22.124	16.365	60,002	27.231	21.472	60,650	22.936	17.177	62,242	21.920	16.161	58,348	2900
2940	33.957	28.118	70,970	22.463	16.625	60,118	27.692	21.853	60,809	23.288	17.450	62,363	22.256	16.417	58,463	2940
2980	34.523	28.605	71,160	22.803	16.885	60,232	28.154	22.237	60,965	23.641	17.723	62,483	22.593	16.675	58,576	2980
3020	35.090	29.093	71,350	23.144	17.146	60,346	28.619	22.621	61,120	23.994	17.997	62,599	22.930	16.933	58,688	3020
3060	35.659	29 582	71,537	23.485	17.408	60,458	29.085	23.085	61,274	24.348	18.271	62,716	23.268	17.192	58,800	3060
3100	36.228	30.072	71,722	23.826	17.670	60,569	29.553	23.397	61,426	24.703	18.546	62,831	23.607	17.451	58,910	3100
3140	36.798	30.562	71,904	24.168	17.932	60,679	30.023	23.787	61,577	25.057	18.822	62,945	23.946	17.710	59,019	3140
3180	37.369	31.054	72,085	24.510	18.195	60,787	30.494	24.179	61,727	25.413	19.098	63,057	24.285	17.970	59,126	3180
3220	37.941	31.546	72,264	24.853	18.458	60,894	30.967	24.572	61,874	25.769	19.374	63,169	24.625	18.231	59,232	3220
3260	38.513	32.039	72,441	25.196	18.722	61,000	31.442	24.968	62,022	26.175	19.651	63,279	24.965	18.491	59,338	3260
3300	39 087	32.533	72,616	25.539	18.986	61,105	31.918	25.365	62,167	26.412	19.928	63,386	25.306	18.753	59,442	3300
3340	39.661	33.028	72,788	25.883	19.250	61,209	32.396	25.763	62,312	26.839	20.206	63,494	25.647	19.014	59,544	3340
3380	40.236	33.524	72,960	26.227	19.515	61,311	32.876	26.164	62,454	27.197	20.485	63,601	25.989	19.277	59,646	3380
3420	40.812	34.020	73,129	26.572	19.780	61,412	33.357	26.565	62,597	27.555	20.763	63,706	26.331	19.539	59,747	3420
3460	41 338	34.517	73,297	26.917	20.045	61,513	33.839	26.968	62,738	27.914	21.043	63,811	26.673	19.802	59,846	3460

Tabela A-23E

Tabela A-23E **(Continuação)**

$\bar{h}$ e $\bar{u}$ em Btu/lbmol. $\bar{s}^\circ$ em Btu/lbmol °R

T(°R)	Dióxido de Carbono, CO_2 ($\bar{h}_f^\circ$ = −169,300 Btu/lbmol)			Monóxido de Carbono, CO ($\bar{h}_f^\circ$ = −47.540 Btu/lbmol)			Vapor d'Água, H_2O ($\bar{h}_f^\circ$ = −104.040 Btu/lbmol)			Oxigênio, O_2 ($\bar{h}_f^\circ$ = 0 Btu/lbmol)			Nitrogênio, N_2 ($\bar{h}_f^\circ$ = 0 Btu/lbmol)			T(°R)
	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	
3500	41.965	35.015	73,462	27.262	20.311	61.612	34.324	27.373	62,875	28.273	21.323	63.914	27.016	20.065	59,944	3500
3540	42.543	35.513	73,627	27.608	20.576	61,710	34.809	27.779	63,015	28.633	21.603	64.016	27.359	20.329	60,041	3540
3580	43.121	36.012	73,789	27.954	20.844	61.807	35.296	28.187	63,153	28.994	21.884	64.114	27.703	20.593	60,138	3580
3620	43.701	36.512	73,951	28.300	21.111	61,903	35.785	28.596	63,288	29.354	22.165	64,217	28.046	20.858	60,234	3620
3660	44.280	37.012	74,110	28.647	21.378	61,998	36.274	29.006	63,423	29.716	22.447	64,316	28.391	21.122	60,328	3660
3700	44.861	37.513	74,267	28.994	21.646	62.093	36.765	29 418	63,557	30.078	22.730	64,415	28.735	21.387	60,422	3700
3740	45.442	38.014	74,423	29.341	21.914	62.186	37.258	29.831	63,690	30.440	23.013	64,512	29.080	21.653	60,515	3740
3780	46.023	38.517	74,578	29.688	22 182	62,279	37.752	30.245	63,821	30.803	23.296	64.609	29.425	21 919	60,607	3780
3820	46.605	39.019	74,732	30.036	22.450	62,370	38.247	30.661	63,952	31.166	23.580	64.704	29.771	22.185	60,698	3820
3860	47.188	39 522	74,884	30.384	22.719	62,461	38.743	31 077	64,082	31.529	23.864	64.800	30.117	22.451	60,788	3860
3900	47.771	40.026	75,033	30.733	22.988	61,511	39.240	31.495	64,210	31.894	24.149	64.893	30.463	22.718	60,877	3900
3940	48.355	40.531	75,182	31.082	23.257	62,640	39.739	31.915	64,338	32.258	24.434	64,986	30.809	22.985	60,966	3940
3980	48.939	41.035	75,330	31.431	23.527	62,728	40.239	32.335	64,465	32.623	24.720	65.078	31.156	23.252	61,053	3980
4020	49.524	41.541	75,477	31.780	23.797	62,816	40.740	32.757	64,591	32.989	25.006	65,169	31.503	23.520	61,139	4020
4060	50.109	42.047	75,622	32.129	24.067	62,902	41.242	33.179	64,715	33.355	25.292	65,260	31.850	23.788	61,225	4060
4100	50.695	42.553	75,765	32 479	24 337	62,988	41.745	33.603	64,839	33 722	25.580	65,350	32 198	24.056	61,310	4100
4140	51.282	43.060	75,907	32.829	24.608	63.072	42.250	34 028	64,962	34.089	25.867	64.439	32.546	24.324	61,395	4140
4180	51.868	43.568	76.048	33.179	24.878	63,156	42.755	34.454	65,084	34.456	26.155	65.527	32.894	24 593	61,479	4180
4220	52.456	44.075	76,188	33.530	25.149	63,240	43.267	34 881	65,204	34.824	26.444	65.615	33.242	24.862	61,562	4220
4260	53.044	44.584	76,327	33.880	25.421	63,323	43.769	35.310	65,325	35.192	26.733	65.702	33.591	25 131	61,644	4260
4300	53.632	45.093	76,464	34.231	25.692	63,405	44.278	35.739	65,444	35.561	27.022	65,788	33.940	25.401	61,726	4300
4340	54 221	45.602	76,601	34.582	25.934	63,486	44 788	36.169	65.563	35.930	27.312	65.873	34.289	25.670	61,806	4340
4380	54.810	46.112	76,736	34.934	26.235	63,567	45.298	36.600	65,680	36.300	27.602	65.958	34.638	25.940	61,887	4380
4420	55.400	46.622	76,870	35.285	26.508	63,647	45.810	37.032	65,797	36.670	27.823	66,042	34.988	26.210	61,966	4420
4460	55.990	47.133	77,003	35.637	26.780	63.726	46.322	37.465	65,913	37.041	28.184	66.125	35.338	26.481	62,045	4460
4500	56.581	47.645	77.135	35.989	27.052	63,805	46.836	37.900	66,028	37.412	28.475	66,208	35.688	26.751	62,123	4500
4540	57.172	48.156	77,266	36.341	27.325	63,883	47.350	38.334	66,142	37.783	28 768	66.290	36.038	27.022	62.201	4540
4580	57 764	48.668	77.395	36.693	27.598	63,960	47.866	38.770	66,255	38.155	29.060	66,372	36.389	27.293	62,278	4580
4620	58.356	49 181	77,581	37.046	27.871	64.036	48.382	39 207	66.368	38.528	29.353	66,453	36 739	27.565	62,354	4620
4660	58.948	49.694	77,652	37.398	28 144	64,113	48 899	39.645	66,480	38.900	29.646	66,533	37.090	27.836	62.429	4660
4700	59.541	50.208	77,779	37.751	28.417	64,188	49.417	40.083	66,591	39 274	29.940	66.613	37.441	28.108	62,504	4700
4740	60.134	50.721	77,905	38.104	28.691	64,263	49.936	40.523	66,701	39.647	30.234	66,691	37.792	28.379	62,578	4740
4780	60.728	51.236	78,029	38.457	28.965	64,337	50.455	40.963	66,811	40.021	30.529	66.770	38.144	28.651	62,652	4780
4820	61.322	51.750	78,153	38.811	29.239	64,411	50.976	41.404	66,920	40.396	30.824	66,848	38.495	28.924	62,725	4820
4860	61.916	52.265	78,276	39.164	29.513	64,484	51.497	41.856	67,028	40.771	31.120	66,925	38.847	29.196	62,798	4860
4900	62.511	52.781	78,398	39.518	29.787	64,556	52.019	42.288	67,135	41.146	31.415	67,003	39.199	29.468	62,870	4900
5000	64.000	54.071	78,698	40.403	30.473	64,735	53.327	43.398	67,401	42.086	32.157	67,193	40.080	30.151	63,049	5000
5100	65 491	55 363	78,994	41.289	31.161	64,910	54.640	44.512	67,662	43.021	32.901	67,380	40.962	30.834	63.223	5100
5200	66.984	56.658	79,284	42.176	31.849	65,082	55.957	45.631	67,918	43.974	33.648	67,562	41.844	31 518	63,395	5200
5300	68.471	57.954	79,569	43.063	32.538	65,252	57.279	46.754	68,172	44 922	34.397	67.743	42 728	32 203	63,563	5300

Tabela A-24E **Constantes para as Equações de Estado de van der Waals, de Redlich-Kwong e de Benedict-Webb-Rubin**

1. van der Waals e Redlich-Kwong: Constantes para a pressão em atm, volume específico em ft³/lbmol e temperatura em °R

Substância	van der Waals		Redlich–Kwong	
	a atm $\left(\frac{ft^3}{lbmol}\right)^2$	b $\frac{ft^3}{lbmol}$	a atm $\left(\frac{ft^3}{lbmol}\right)^2$ $(°R)^{1/2}$	b $\frac{ft^3}{lbmol}$
Água (H_2O)	1.400	0,488	48.418	0,3380
Ar	345	0,586	5.409	0,4064
Butano (C_4H_{10})	3.509	1,862	98.349	1,2903
Dióxido de carbono (CO_2)	926	0,686	21.972	0,4755
Dióxido de enxofre (SO_2)	1.738	0,910	49.032	0,6309
Metano (CH_4)	581	0,685	10.919	0,4751
Monóxido de carbono (CO)	372	0,632	5.832	0,4382
Nitrogênio (N_2)	346	0,618	5.280	0,4286
Oxigênio (O_2)	349	0,509	5.896	0,3531
Propano (C_3H_8)	2.369	1,444	61 952	1.0006
Refrigerante 12	2.660	1,558	70.951	1,0796

Fonte: Calculado por dados críticos.

2. Benedict-Webb-Rubin: Constantes para pressão em atm, volume específico em ft³/lbmol e temperatura em °R

Substância	a	A	b	B	c	C	α	γ
C_4H_{10}	7736,7	2587,6	10,26	1,9921	$4{,}214 \times 10^9$	$8{,}254 \times 10^8$	4,527	8,724
CO_2	562,3	702,4	1,850	0,7995	$1{,}987 \times 10^8$	$1{,}152 \times 10^8$	0,348	1,384
CO	150,6	344,1	0,675	0,8737	$1{,}385 \times 10^7$	$7{,}118 \times 10^6$	0,555	1,540
CH_4	203,0	476,0	0,867	0,6824	$3{,}389 \times 10^7$	$1{,}876 \times 10^7$	0,511	1,540
N_2	103,2	270,4	0,597	0,6526	$9{,}700 \times 10^6$	$6{,}700 \times 10^6$	0,523	1,360

Fonte: H. W. Cooper e J. C. Goldfrank, *Hydrocarbon Processing, 46* (12). 141 (1967)

Tabela A-25E Propriedades Termoquímicas a 537°R e 1 atm de Substâncias Selecionadas

Substância	Fórmula	Massa Molar, M (lb/lbmol)	Entalpia de Formação, $\bar{h}_f^\circ$ (Btu/lbmol)	Função deGibbs de Formação, $\bar{g}_f^\circ$ (Btu/lbmol)	Entropia Absoluta, $\bar{s}^\circ$ (Btu/lbmol · °R)	Poder Calorífico Superior PCS (Btu/lb)	Poder Calorífico Inferior PCI (Btu/lb)
Carbono	C(s)	12,01	0	0	1,36	14.100	14.100
Hidrogênio	H_2(g)	2,016	0	0	31,19	61.000	51.610
Nitrogênio	N_2(g)	28,01	0	0	45,74	—	—
Oxigênio	O_2(g)	32,00	0	0	48,98	—	—
Monóxido de carbono	CO(g)	28,01	−47.540	−59.010	47,27	—	—
Dióxido de carbono	CO_2(g)	44,01	−169.300	−169.680	51,03	—	—
Água	H_2O(g)	18,02	−104.040	−98.350	45,08	—	—
Água	H_2O(l)	18,02	−122.970	−102.040	16,71	—	—
Peróxido de hidrogênio	H_2O_2(g)	34,02	−58.640	−45.430	55,60	—	—
Amônia	NH_3(g)	17,03	−19.750	−7.140	45,97	—	—
Oxigênio	O(g)	16,00	107.210	99.710	38,47	—	—
Hidrogênio	H(g)	1,008	93.780	87.460	27,39	—	—
Nitrogênio	N(g)	14,01	203.340	195.970	36,61	—	—
Hidroxila	OH(g)	17,01	16.790	14.750	43,92	—	—
Metano	CH_4(g)	16,04	−32.210	−21.860	44,49	23.880	21.520
Acetileno	C_2H_2(g)	26,04	97.540	87.990	48,00	21.470	20.740
Etileno	C_2H_4(g)	28,05	22.490	29.306	52,54	21.640	20.290
Etano	C_2H_6(g)	30,07	−36.420	−14.150	54,85	22.320	20.430
Propileno	C_3H_6(g)	42,08	8.790	26.980	63,80	21.050	19.700
Propano	C_3H_8(g)	44,09	−44.680	−10.105	64,51	21.660	19.950
Butano	C_4H_{10}(g)	58,12	−54.270	−6.760	74,11	21.300	19.670
Pentano	C_5H_{12}(g)	72,15	−62.960	−3.530	83,21	21.090	19.510
Octano	C_8H_{18}(g)	114,22	−89.680	7.110	111,55	20.760	19.270
Octano	C_8H_{18}(l)	114,22	−107.530	2.840	86,23	20.610	19.110
Benzeno	C_6H_6(g)	78,11	35.680	55.780	64,34	18.180	17.460
Álcool metílico	CH_3OH(g)	32,04	−86.540	−69.700	57,29	10.260	9.080
Álcool metílico	CH_3OH(l)	32,04	−102.670	−71.570	30,30	9.760	8.570
Álcool etílico	C_2H_5OH(g)	46,07	−101.230	−72.520	67,54	13.160	11.930
Álcool etílico	C_2H_5OH(l)	46,07	−119.470	75.240	38,40	12.760	11.530

Fonte: Baseado em JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971; *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Tech. Note 270-3, 1968; e *API Research Project 44*, Carnegie Press, 1953. Valores para poder calorífico calculados.

Índice de Figuras e Diagramas

Fig. A-1 **Diagrama de compressibilidade generalizado, $p_R \leq 1,0$**
Fig. A-2 **Diagrama de compressibilidade generalizado, $p_R \leq 10,0$**
Fig. A-3 **Diagrama de compressibilidade generalizado, $10 \leq p_R \leq 40$**
Fig. A-4 **Diagrama de correção da entalpia generalizada**
Fig. A-5 **Diagrama de correção da entropia generalizada**
Fig. A-6 **Diagrama do coeficiente de fugacidade generalizado**
Fig. A-7 **Diagrama temperatura-entropia para a água (unidades do SI)**
Fig. A-7E **Diagrama temperatura-entropia para a água (unidades inglesas)**
Fig. A-8 **Diagrama entalpia-entropia para a água (unidades do SI)**
Fig. A-8E **Diagrama entalpia-entropia para a água (unidades inglesas)**
Fig. A-9 **Carta psicrométrica para 1 atm (unidades do SI)**
Fig. A-9E **Carta psicrométrica para 1 atm (unidades inglesas)**

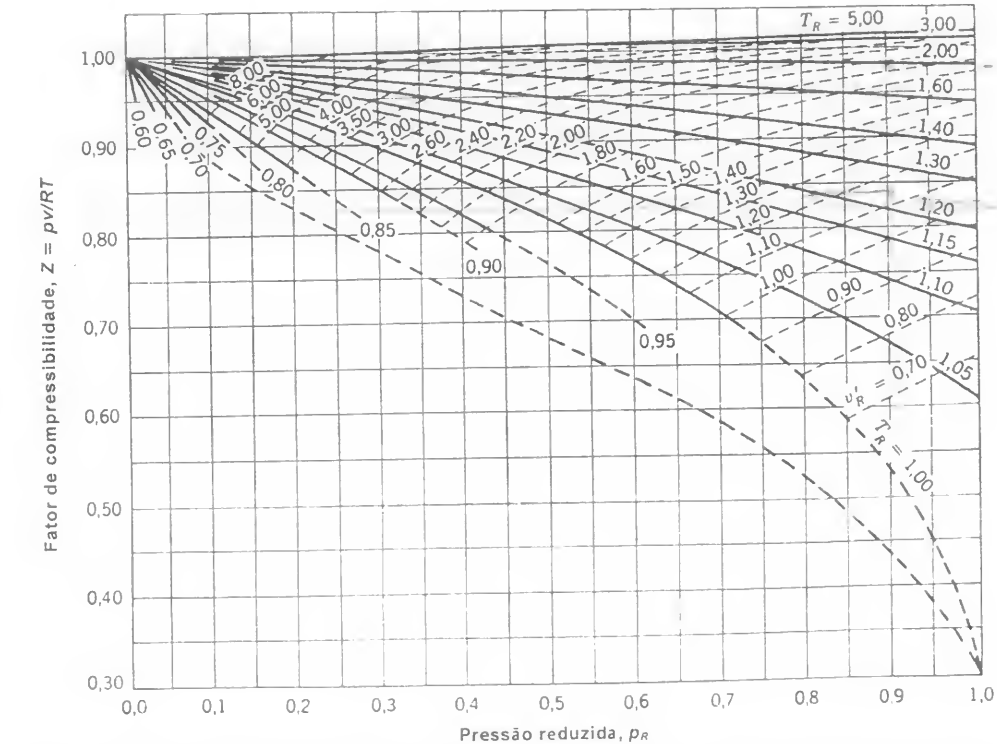



Fig. A-1 Diagrama de compressibilidade generalizado, $p_R \leq$ 1,0. *Fonte:* E. F. Obert, *Concepts of Thermodynamics*, McGraw-Hill, New York, 1960.

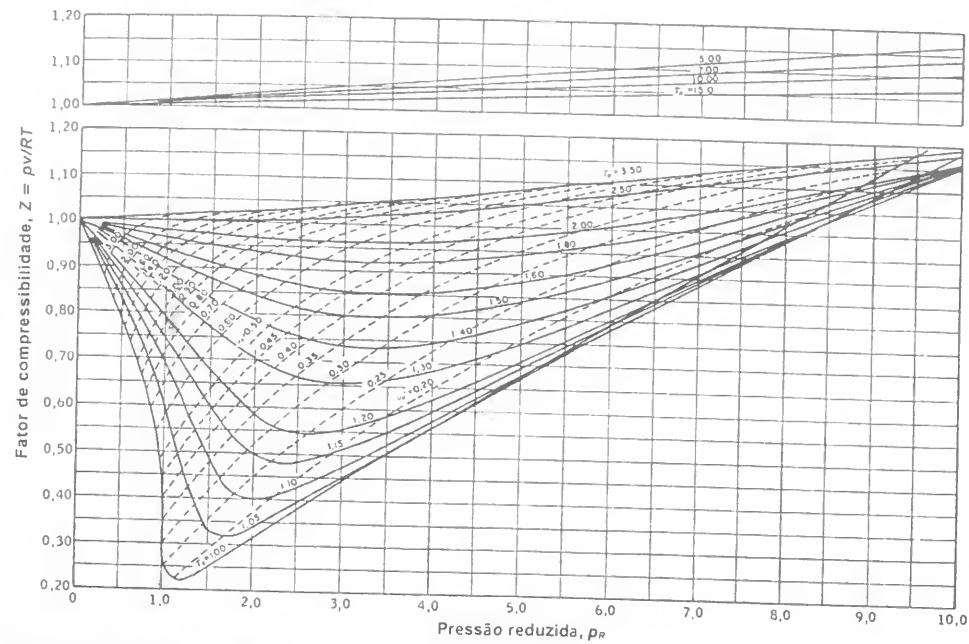



Fig. A-2 Diagrama de compressibilidade generalizado, $p_R \leq 10,0$. *Fonte*: E. F. Obert, *Concepts of Thermodynamics*, McGraw-Hill, New York, 1960.

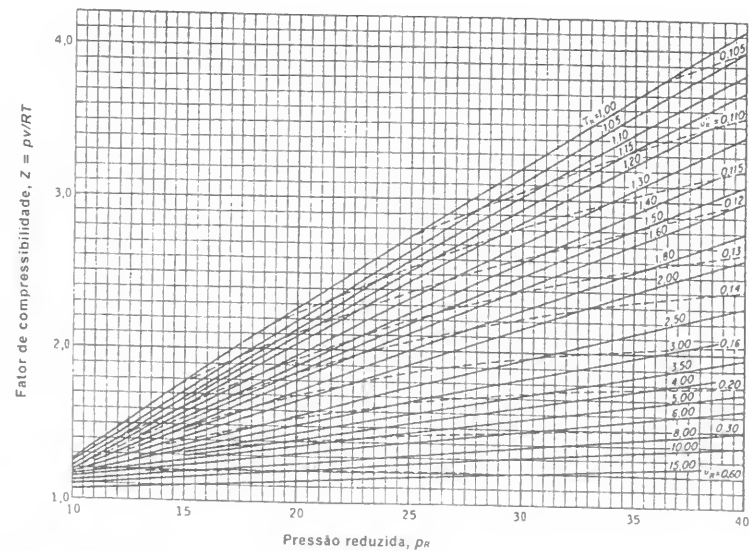



Fig. A-3 Diagrama de compressibilidade generalizado, $10 \leq p_R \leq 40$. *Fonte*: E. F. Obert, *Concepts of Thermodynamics*, McGraw-Hill, New York, 1960.

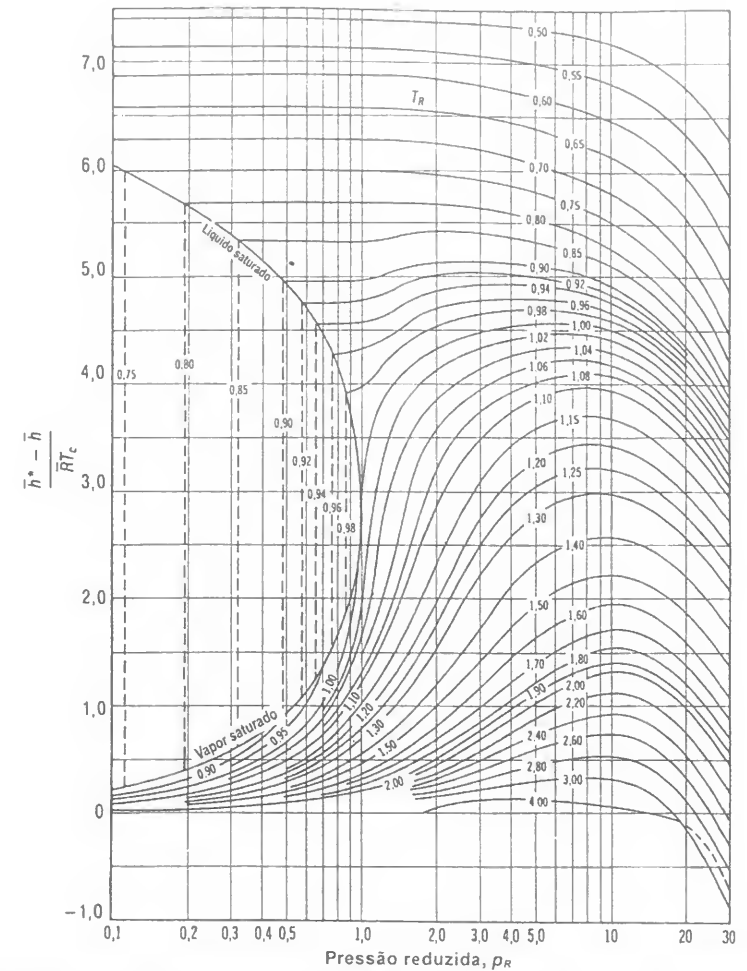



Fig. A-4 Diagrama de correção da entalpia generalizada. *Fonte*: Adaptado de G. J. Van Wylen e R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3rd. ed., English/SI, Wiley, New York, 1986.

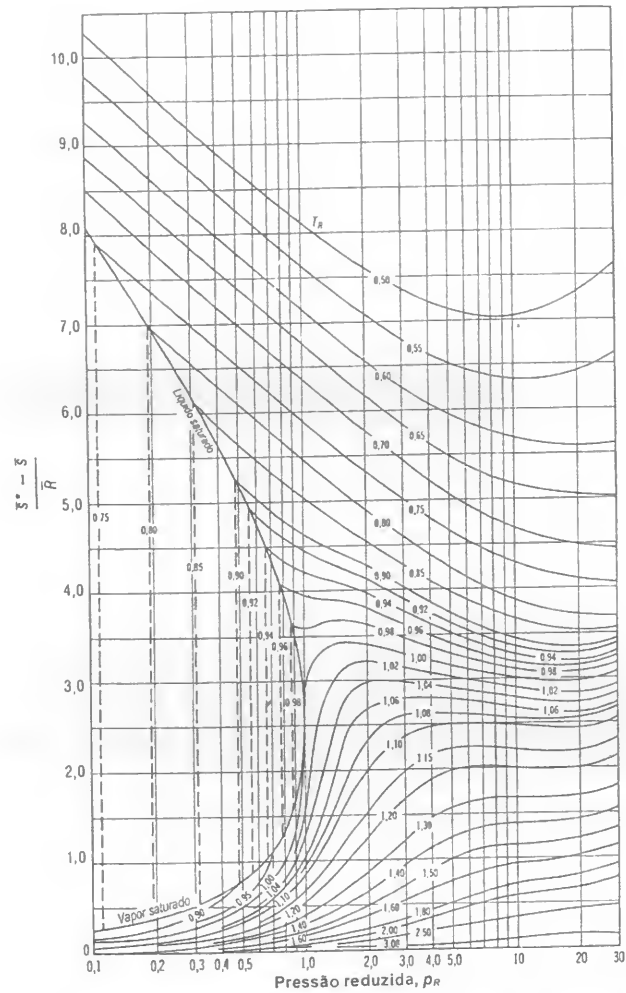



Fig. A-5 Diagrama de correção da entropia generalizada. *Fonte*: Adaptado de G. J. Van Wylen e R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3rd. ed., English/SI, Wiley, New York, 1986.

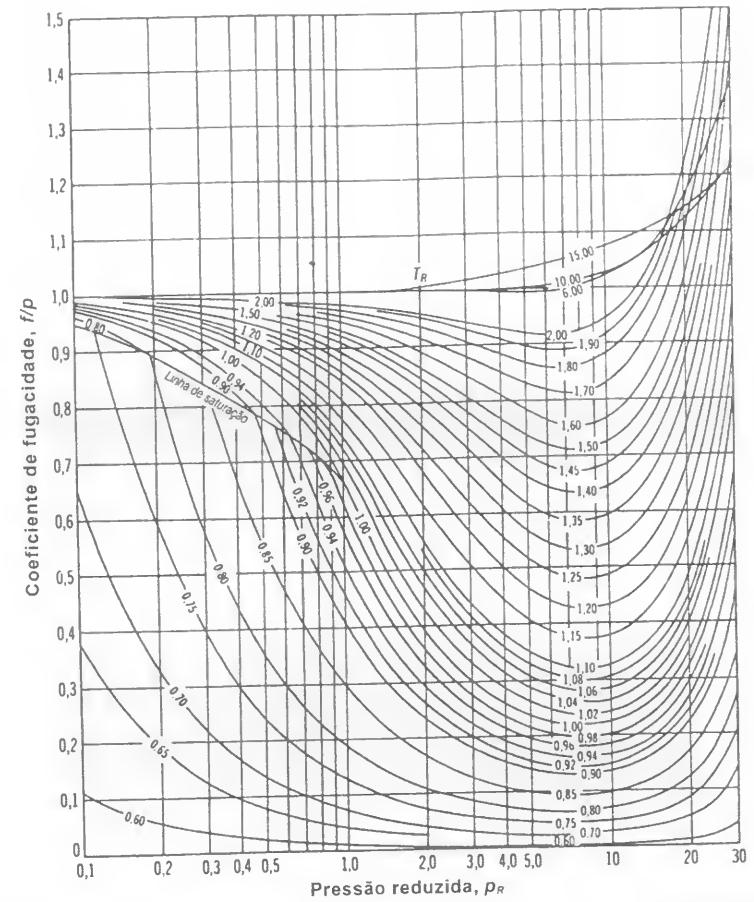



Fig. A-6 Diagrama do coeficiente de fugacidade generalizado. *Fonte*: G. J. Van Wylen e R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3rd. ed., English/SI, Wiley, New York, 1986.

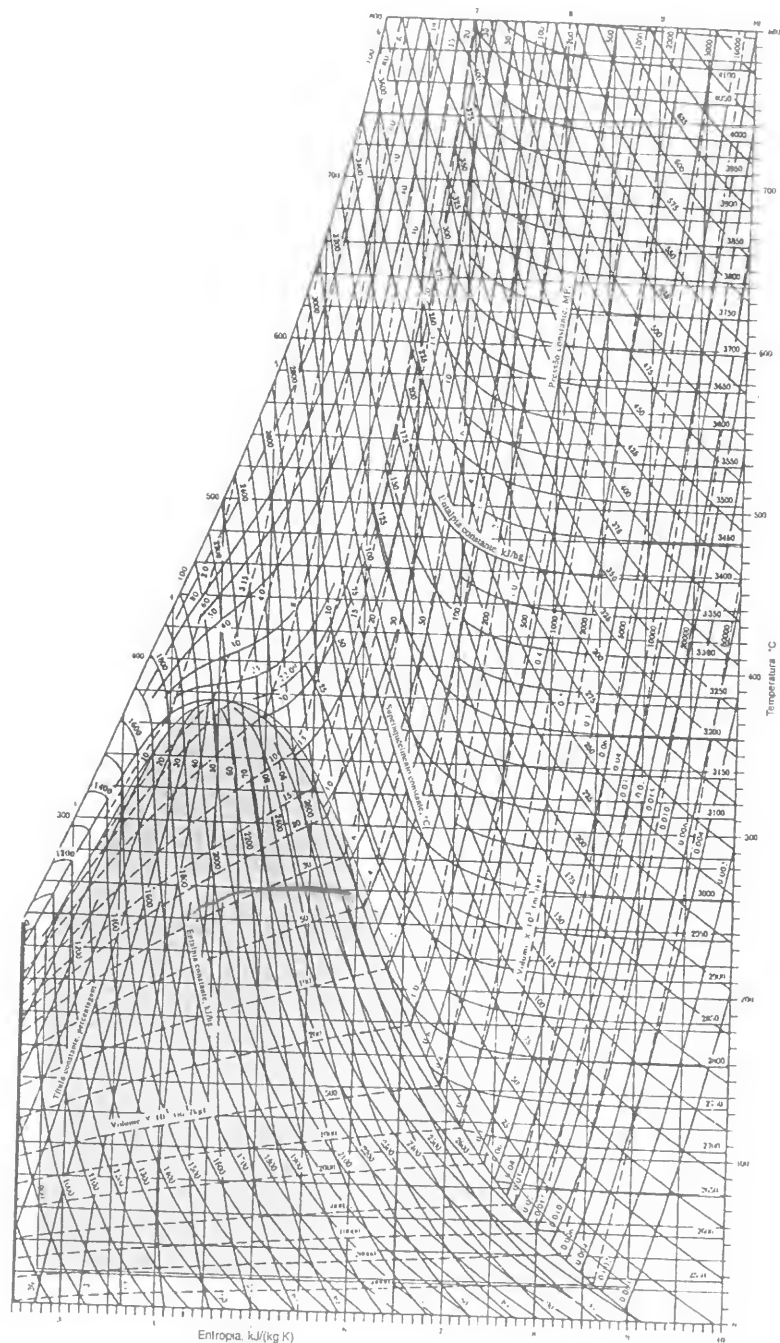



Fig. A-7 Diagrama temperatura-entropia para a água (unidades do SI) *Fonte*: J. H Keenan, F G. Keyes, P. G. Hill e J G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, New York, 1978.

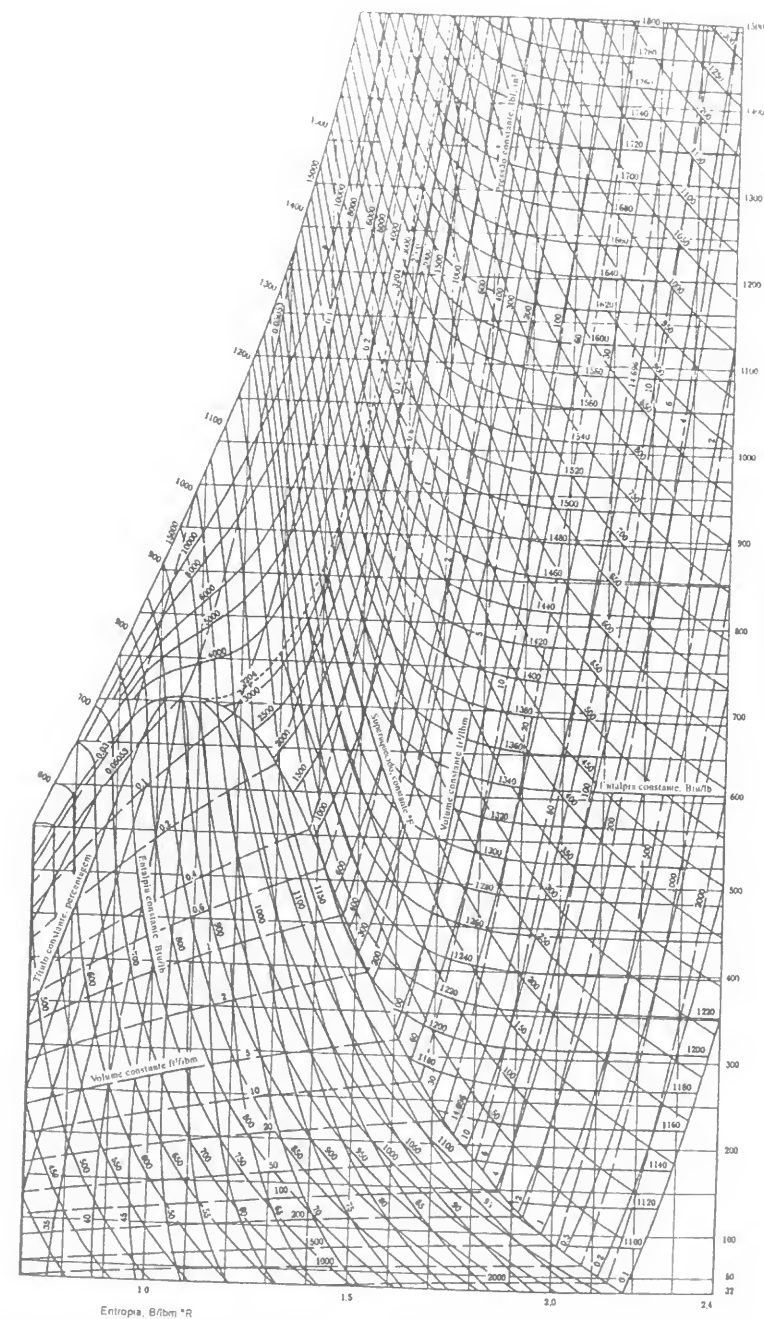



Fig. A-7E Diagrama temperatura-entropia para a água (unidades inglesas) *Fonte*: J. H. Keenan, F. G. Keyes, P G. Hill e J. G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, New York, 1969

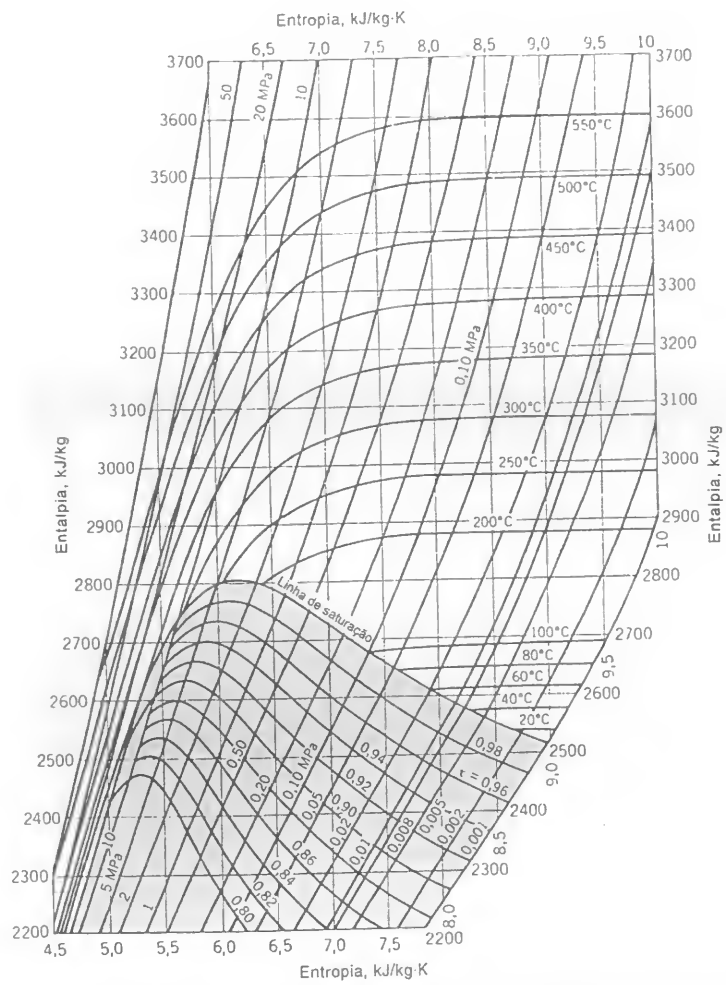



Fig. A-8 Diagrama entalpia-entropia para a água (unidades do SI). *Fonte* J. B. Jones e G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2nd ed., Wiley, New York, 1986.

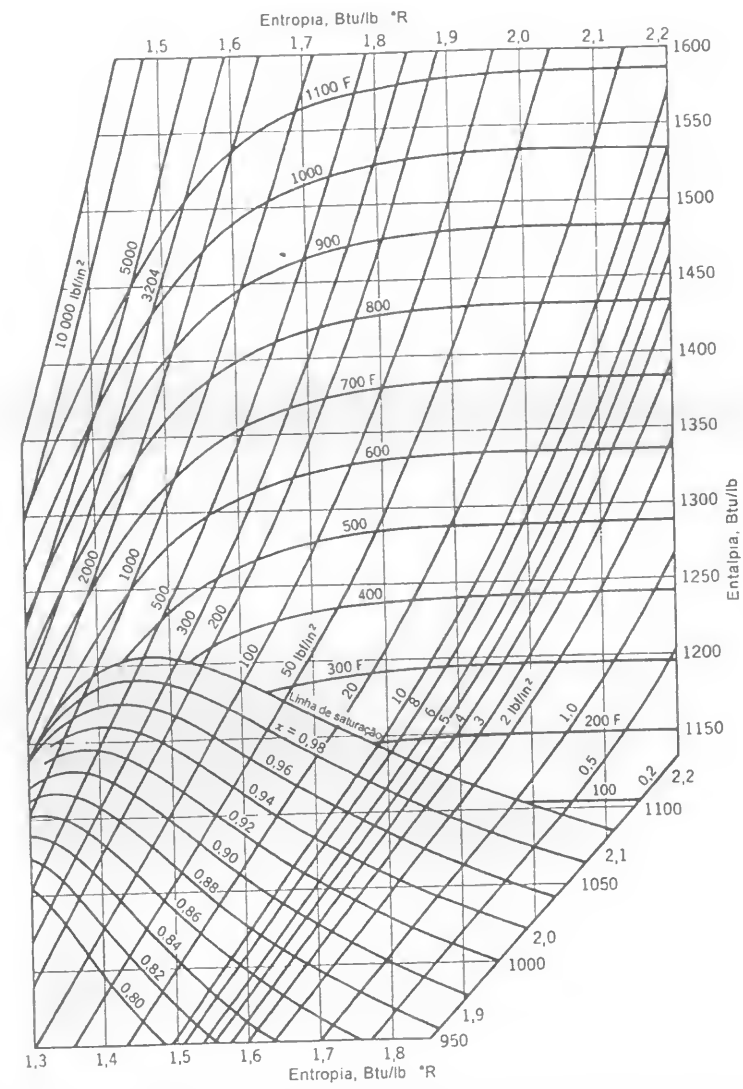



Fig. A-8E Diagrama entalpia-entropia para a água (unidades inglesas). *Fonte* J. B. Jones e G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2nd ed., Wiley, New York, 1986.

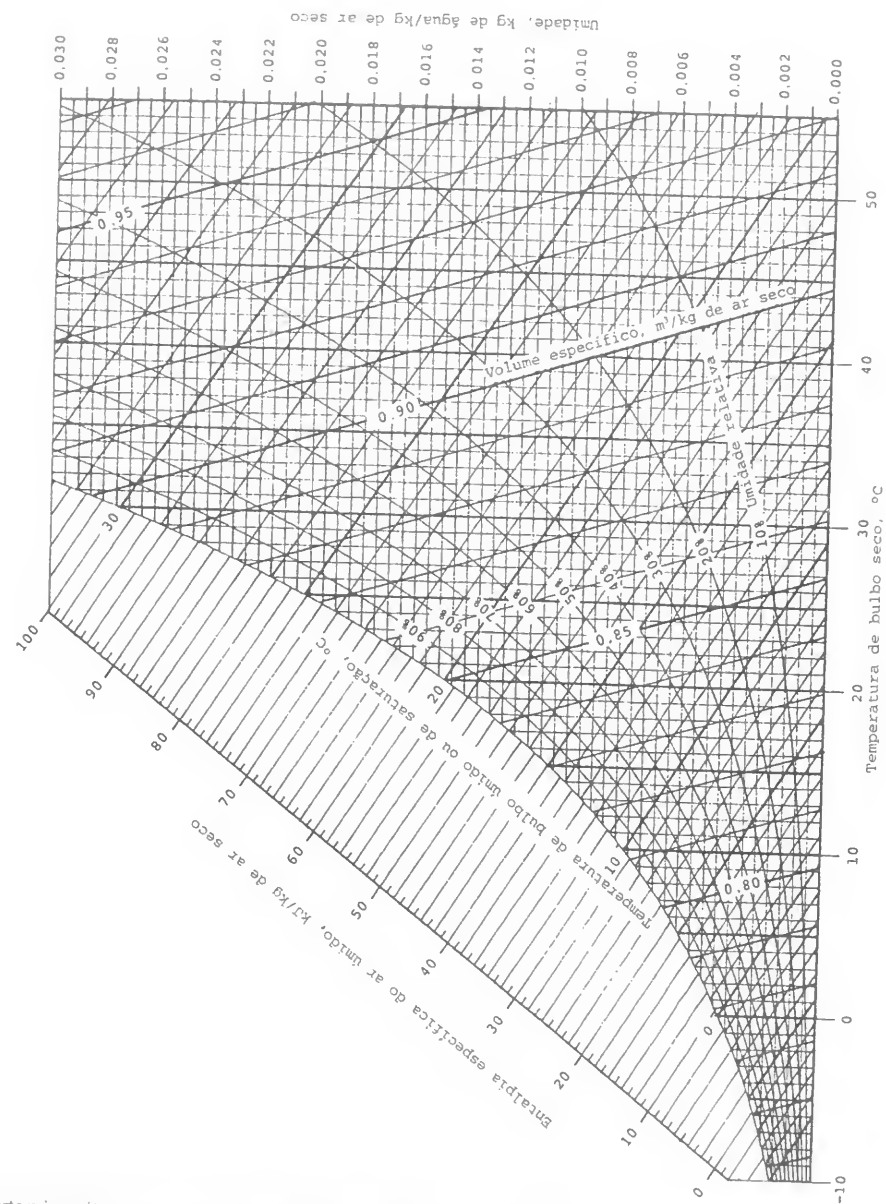



Fig. A-9 Carta psicrométrica para 1 atm (unidades do SI). *Fonte*: Z. Zhang e M. B. Pate, "A Methodology for Implementing a Psychrometric Chart in a Computer Graphics System", *ASHRAE Transactions*, Vol. 94, Pt. 1, 1988.

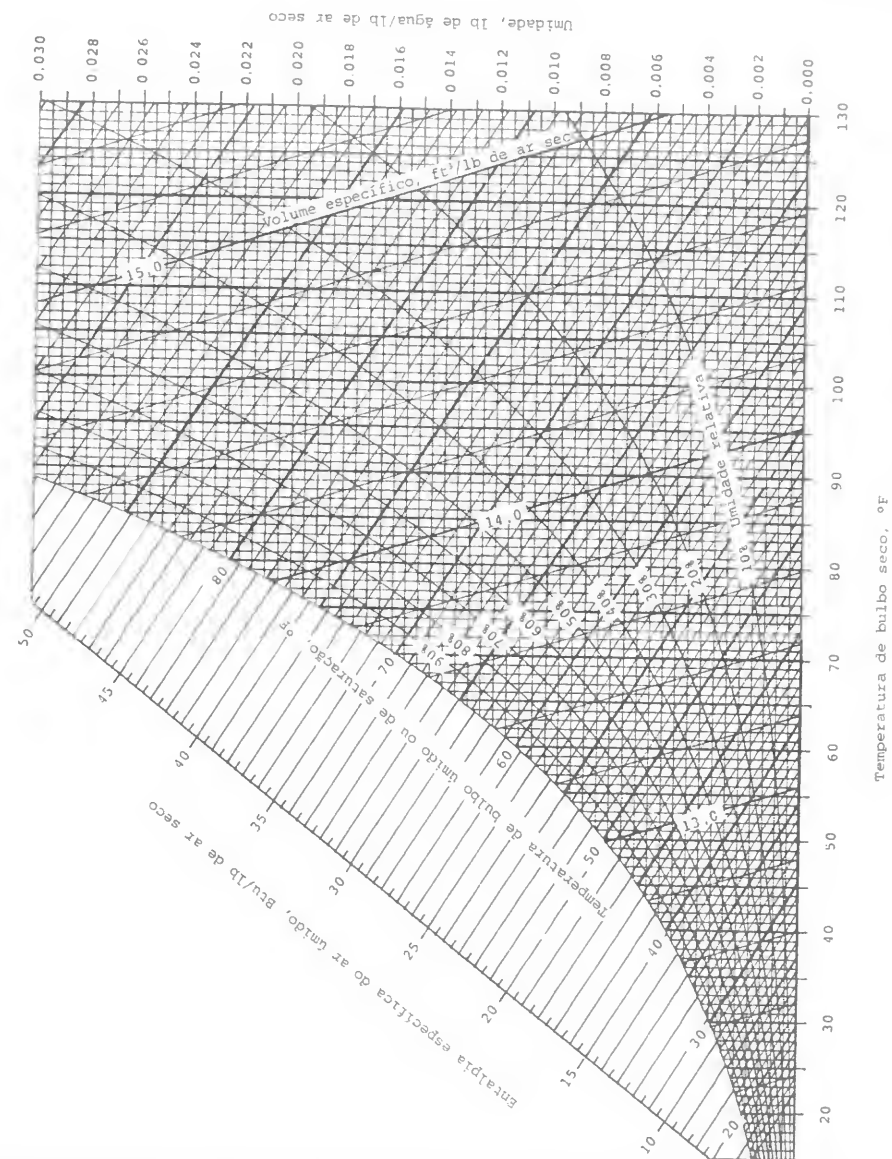



Fig. A-9E Carta psicrométrica para 1 atm (unidades inglesas). *Fonte*. Z. Zhang e M. B. Pate, "A Methodology for Implementing a Psychrometric Chart in a Computer Graphics System", *ASHRAE Transactions*, Vol. 94, Pt. 1, 1988.

Respostas

Cap. 01 – Respostas dos Problemas Selecionados

1.4	9,63
1.5	2551
1.11	6,131
1 12	1,76
1.15	29,62
1.16	– 18.4 (para baixo)
1.20	29.496
1.25	(a) 1,33, 0,67
1.33	14,379
1.34	58 (vácuo)
1.40	274,6, 14,73
1.43	1,126, 1,767
1.52	2258,15, 4064,67, 3605
1.55	Não

Cap. 02 – Respostas dos Problemas Selecionados

2.2	97,8
2.6	– 4800
2.9	210
2.14	634,92
2.20	102
2.25	0,02
2.27	–40
2.30	–308,8
2.37	20, 9
2.40	(b) $-1{,}25\times10^{-5}$
2.44	30, 25,6
2.50	255
2.56	350
2.60	(b) 85
2.63	2,75
2.66	104,4, 3,8
2.67	283,6
2.72	(b) 0,4
2.75	ciclo de potência
2.78	15, 0,3
2.81	0,308
2.87	2
2.92	(a) 3,02 (b) $93

Cap. 03 – Respostas dos Problemas Selecionados

3.13	1,36
3.16	64,5%
3.19	10,7%
3.22	0.5, 12.95
3.24	1,064, 10,5
3 27	140, 0,8520, 0,002
3.29	33,86, 153,13
3.31	100, 111,7
3 36	– 73,4
3.38	– 1,01
3 45	0,01864. 384.6
3.48	1.89×10 [illegible], 95,1
3 52	121,6
3.59	79,17, 174,4, 2583
3.64	–279,16
3.72	– 600, 633,6
3.77	5%
3.84	12,75, 491,01
3.88	73,7
3.91	(a) 0,79, (b) 0,791
3.92	0,103
3.93	177,5
3.100	(a) 6,685, (b) 6,973
3.103	308, 289
3.107	59,01
3.109	+7,4%
3.114	920
3.126	1,041
3.128	(a) 661,5, 26,46
3.131	– 1167,7, 0
3.136	(c) 12,99%

Cap. 04 – Respostas dos Problemas Selecionados

4.1	4,711
4.7	15,36
4.9	0,3717, 6,095
4.14	(a) 1,3576
4.19	520
4.26	56,1
4.31	(a) 664,1, (b) 17, 6,2
4.33	–12,9
4.35	$8{,}35\times10^{-3}$
4.38	(a) 1,692
4.39	222,9
4.41	6927
4.42	74,26
4.45	$1{,}53\times10^{5}$
4.49	10, 400
4.57	–222,8, 262
4.60	–750
4.65	0,55 HP
4.67	15,98
4.73	(a) 3068,3, (b) $-3{,}14\times10^{5}$
4.75	(a) 3,673
4.80	$0{,}468\times10^{5}$
4.81	18
4 90	54.7
4.92	40,27, 15,8%
4.99	(a) 385,1. 96,9
4.102	(a) 24,1%
4.104	(b) 3
4.111	33,53, 2551
4.116	(a) 6534
4 121	2,904, 1043

Cap. 05 – Respostas dos Problemas Selecionados

5.17	(c), (d) impossível
5.22	56%
5.27	2700

5.35 (a) 6,7%
5.39 990,4
5.41 decresce T_C
5.49 (b) 1,67
5.55 0,085
5.60 (c) 29,3
5.65 (b) $0,50
5.70 (a) 600
5.77 (a) 600, 300
5.80 (c) 5
5.81 (b) reversível internamente
5.83 (b) 20%

Cap. 06 – Respostas dos Problemas Selecionados

6.3 −4,9128, 0,4337, 0,97515, −22,163
6.12 348,7
6.17 (a) 662,8
6.22 −471,5, −2391,8
6.25 (a) 33,25, (b) 88,0
6.29 (b) 50%
6.35 18,1%, 26,5%
6.36 +, 0, −, +, +, indeterminado
6.38 (a) $W = mp(v_g - v_f)$, $Q = m(h_g - h_f)$
6.42 Não
6.47 Se $\sigma = 0$, $W = 56{,}20$
6.50 Não
6.55 −68,3, 0,107
6.60 (b) 0,0833
6.63 (a) 48
6.67 (a) 697,4
6.69 (a) 0,3709
6.74 (c) (ii) $Q_H[1 - \frac{T_C}{T_H}]$
6.78 0,591
6.80 igual, menor, maior, maior
6.83 (b) 0,117
6.87 0,079
6.93 0,328
6.96 (b) 35
6.97 Não
6.100 12,75
6.105 (b) 0,0129
6.111 (c) 0,084
6.114 (a) −50,4, 0,403
6.117 (b) 33,2%
6.126 1,034, 447,8
6.129 (b) 984
6.136 207,9, 0,0698
6.139 809,7
6.143 (a) 4,37
6.144 (b) 1,363
6.149 354,83
6.154 −69,5, −13,14
6.161 $1.20
6.165 (a) 89

Cap. 07 – Respostas dos Problemas Selecionados

7.4 CO_2
7.12 (a) 542,27, (b) 12,51, (c) 21,94
7.18 $p = 0{,}5$ atm: 20,37
7.24 −12.11, −15,55
7.32 5,47, −34,38, 28,91
7.34 80,85, −720, 639,15
7.38 (a) 400, 250, (b) 150
7.44 (a) 80, (b) 0,187
7.52 101,9
7.57 (a) 6353
7.60 49,33, 20,01
7.64 39,33, 5,05
7.68 42
7.73 (b) 634,4
7.78 29,556 Btu/lb
7.83 (a) 21,88
7.85 (c) 0,116
7.88 (a) −219
7.95 (a) 2045
7.96 5%
7.101 82%, 85,6%
7.104 (a) 1927, 340,8, (b) 85%
7.109 (a) 36,24, 78,5%, 71,9%
7.114 (b) 87,74%
7.118 (b) 39,4%
7.120 (c) 45,9%
7.127 (b) Capital, 75%
7.131 (b) 0,59

Cap. 08 – Respostas dos Problemas Selecionados

8.3 47,06, 37,88, 1317,1. 697,5
8.9 $8{,}84 \times 10^8$, 42,9, $5{,}89 \times 10^7$
8.13 25 m^2/kW
8.16 Para $T = 580°C$: 0,901, 36,2
8.19 $7{,}77 \times 10^8$, $2{,}062 \times 10^9$, 37,7, 17176
8.23 $8{,}286 \times 10^8$, 39,87, 8559, $5{,}844 \times 10^7$
8.27 44,2
8.28 $1{,}118 \times 10^9$, $4{,}93 \times 10^8$, 43,8
8.33 Para $p = 40$ bar: 1733,3, 43,8
8.36 Para $p_2 = 60$ lbf/in²: 45,47
8.42 42,4, 381
8.44 8×10^8, 45,9, $4{,}71 \times 10^7$
8.45 $7{,}18 \times 10^8$, 41,3, $5{,}11 \times 10^7$
8.52 43,3, $9{,}91 \times 10^5$
8.55 $7{,}8 \times 10^8$, 44,7, $4{,}82 \times 10^7$
8.63 46,3, $9{,}31 \times 10^5$
8.65 $7{,}729 \times 10^8$, 46,8, $4{,}40 \times 10^7$
8.72 47,4
8.75 44,0, $5{,}286 \times 10^6$, 7758
8.78 $1{,}148 \times 10^7$, 34,5, 9.495×10^9
8.80 $9{,}529 \times 10^8$, $2{,}365 \times 10^5$, $3{,}032 \times 10^9$
8.86 $2{,}84 \times 10^8$, $9{,}91 \times 10^7$, $6{,}84 \times 10^5$, $7{,}27 \times 10^7$, $2{,}38 \times 10^7$
8.92 1,5%, 61, 26,4, 8,2, 0,6, 2,3

Cap. 09 – Respostas dos Problemas Selecionados

9.5 (a) 0,5293, (b) 0,2989, (c) 56,5, (d) 8,54
9.9 $r = 8$, $T_3 = 2000°R$, 53,9%, 39,95 lbf/in²
9.12 121,11, 58,5, 188,8
9.14 0,217, 36,8
9.21 22,01, 2,081, 65,7, 883,0
9.26 15,58, 3004,6, 56.5, 101,4
9.29 $r_c = 1{,}5$: 1301,5, 189,2, 297,5, 59,4
9.32 $r = 15$, $T_3 = 1200$ K: 246,3, 3,065, 60,34
9.38 $r = 15$: 457,6, 342,4, 57,2, 1,54
9.43 49,8, $6{,}457 \times 10_6$, $1{,}693 \times 10^9$
9.44 $T_3 = 1500$ K: compressor; 372,6, turbina; 833,3, 55,3
9.52 10.706, temperatura na saída do compressor; 1227, temperatura na saída da turbina: 1346,9, 35,04
9.57 $\eta_{reg} = 0{,}78$: 39,8, 14,1
9.59 (a) 5158, 46,2, (b) 3242, 31,2, (c) 3242, 37,6
9.61 26,2, 65,2, $5{,}56 \times 10^7$
9.67 49,68, estágio único. 60,11
9.74 $(AV)_1 = 3{,}93$, $(AV)_b = 1{,}31$, 27,34, 0,401
9.79 $1{,}145 \times 10^8$. 57,61, $4{,}025 \times 10^7$, 3004
9.82 2878
9.84 10, 296,4
9.93 287,9, 75,1
9.95 (b) 71,4
9.99 9,97: −5950 (em oposição à direção do escoamento), 9,81: −6507 (em oposição à direção do escoamento)
9.103 −6,283 (em oposição à direção do escoamento)
9.105 1118, 1382, 1059
9.114 (a) 418,2, 4,238, (b) 446,6, 4,456, (c) 432,0, 4,344
9.115 26,46
9.118 2,61, 3,096, 3,245
9.123 vazão mássica: 0.497, bocal supersônico. $M_2 = 2{,}20$, 0,769. 204,9, difusor subsônico. $M_2 = 0{,}3079$. 7,70, 395,6
9.127 $M_x = 1{,}8$. 1,81, 2,87, 461, $5{,}94 \times 10^{-2}$

Cap. 10 – Respostas dos Problemas Selecionados

10.3 (a) 118,99, 49,738, (b) 165,2, 78,6, (c) 0,6988, 0,1217, (d) 183,16, 83,278, (e) 180,73, 73,359, $\beta = 10$
10.4 67,1, 11,53, 6,87
10.9 20,27, 2459,4, 1,86
10.11 4,015, 15,51
10.16 21,79, 2527,2, 1,73, destruição de exergia; compressor; 135,14, válvula; 196,70
10.22 5,647, −0,0606, 6,227
10.28 compressor 1: 766,3, compressor 2: 941,6, 2,34, 58,51
10.30 razão entre as vazões mássicas: 1,353, compressor 1: 28,38, compressor 2: 30,81, 2,390
10.34 2,126, 7,055, 19,53
10.39 $4{,}036 \times 10^4$, 130,5, 9,03
10.41 (a) 80,4, (b) 3,19
10.46 310,2, 1942, 1,54
10.50 204,3, 24,1, 35,76, 1,484
10.56 113,1, 79,1, 3852

Cap. 12 – Respostas dos Problemas Selecionados

12.4 (a) N_2:50,61%, CO_2: 39,76%, O_2: 9,64%, (b) N_2: 0,06, CO_2:0.03, O_2: 0,01, (c) 37,3
12.5 (a) CO_2: 0,5002, CO. 0,3277, O_2: 0,1721, (b) 10,004, 6,554, 3,442, (c) 146,2
12.6 (a) C_3H_8: 0,5365, C_2H_6: 0,3659, CH_4: 0,0976, (b) C_3H_8: 0,4, C_2H_6: 0,4, CH_4: 0,2, (c) 25,71
12.10 0,337, 4,84
12.14 −2182,7, −2181,7, 0,2182
12.17 −3014, −8,485
12.20 640, 1110
12.21 280,1
12.25 4493, 4955
12.31 440,2, 6,295, 0,1748
12.34 387, 3,628, −2510,3, 3010,3
12.37 170, 2096
12.43 afirmação inválida: $\sigma_{vc} < 0$
12.46 59
12.47 Não
12.54 10,4
12.60 não há condensação, 66,32, −122,8, −0,1774
12.63 2,24, 228,1
12.66 3.7%, 30,3, 0,022

12.68 7,08, $3{,}3 \times 10^{-}$
12.70 (a) 68%, 0,0182. 76,3 (b) 0.0168, 71,5, 24
12.71 (a) 65,5, (b) 0,0155, 36,1. 72,5
12.73 20, 68
12.77 48,9, −48,4
12.84 12,3, 0,0144 (removido)
12.89 73210, $3{,}61 \times 10^6$
12.96 80, 69.5%
12.100 178, 63,7, 82,6%
12.103 290,8, 11338
12.107 82,65, 28

Cap. 13 – Respostas dos Problemas Selecionados

13.1 excesso: 162%
13.7 (b) 11,1%
13.11 16,17
13.13 (b) 0,029 kg(SO_2)/kg(O_2)
13.16 0,116, 9,777
13.20 0,038
13.24 (b) 50
13.28 (b) 9,19, (c) CO_2: 15, CO: 10, N2: 75
13.29 (b) 12,51, (c) CO_2: 5,5, CO: 11,09, N_2: 83,37
13.33 (b) 70,09, (c) CO_2: 12,9, CO: 2,4, N_2: 84,7
13.38 (b) CO: 5991, SO_2. 666
13.41 1,269 (rica)
13.43 $-1{,}113 \times 10^6$
13.48 0,037
13.52 −32.670
13.54 $-3{,}09 \times 10^5$
13.56 (a) $-2{,}564 \times 10^6$, (b) 2,777
13.62 $8{,}491 \times 10^5$, $4{,}681 \times 10^5$
13.70 100% de excesso de ar
13.74 (a) 3260, (b) 2666
13.76 165,3
13.77 188,9, 264,0
13.83 −98.350
13.86 300K: $2{,}285 \times 10^5$, 500K: $2{,}191 \times 10^5$
13.93 (a) 336.600, (b) 2.131,300
13.97 (a) 20,1
13.101 (a) 108.930, (b) 73,5%
13.104 (a) 275.364, (b) 226.108, (c) 49.259, (d) 82,1%
13.106 −4,33, 13,3%

Cap. 14 – Respostas dos Problemas Selecionados

14.3 (a) 5,018
14.5 (a) −2,224, (b) 2,224, (c) −4,448
14.9 (b) −5,018
14.12 (a) 0,892, (b) 0,664
14.19 (a) aumenta, (b) sem variação
14.25 CO_2: 0,528, CO: 0,472, O_2: 0,736, N_2: 3,76
14.29 0,02, decresce
14.30 CO_2: 45,54%, CO: 21,43%, O_2. 33,04%
14.35 CO_2: 2, H_2O: 1,428, NO: 0,1134, O_2: 0,9433, N_2: 13,1033
14.46 (a) 139,18, (b) 139,66
14.51 108%
14.53 4,04
14.56 4,89
14.58 Est: 278.100
14.69 CO_2: 0,28808, H_2O: 0,71105, CO: 0,71192, O_2: 0,000435, H_2: 0,28895
14.76 0,072%
14.82 (a) 3, (b) 4, (c) 5

Índice

A

- Absorção, refrigeração por, 461
- Adiabático, 41
- Água
  - a volume constante, 80
    - agitando, 86
  - de alimentação, 334
  - fases da, diagrama de, 77
  - processo internamente reversível para, 227
- Alongamento de uma barra sólida, 37
- Amagat, modelo de, 544
- Ambiente, 283
  - de referência da exergia, 283
- Amônia, 76
  - a pressão constante, 78
- Analisador
  - de infravermelho, 602
  - Orsat, 602
- Análise
  - gravimétrica, 540
  - imediata, 599
  - molar, 540
  - transiente, 156
  - volumétrica, 540
- Aquecedor(es), 312
  - de água de alimentação
    - abertos, 349
      - ciclo regenerativo com, 351
    - fechados, 353
    - múltiplos, 354
- Aquecimento
  - global, 29
  - por zonas, 360
- Ar
  - atmosférico, 541
  - compressão politrópica de, 262
  - comprimido em um tanque, 160
  - em excesso, percentual de, 600
  - saturado, 558
  - seco, composição aproximada, 541
  - teórico, 600
  - úmido, 558
    - aquecimento de, em um duto, 570
    - em equilíbrio com a água líquida, 560
    - resfriamento de
      - a pressão constante, 561
      - a volume constante, 562
  - vazamento de, 251
- Ar-padrão
  - análise de, 379
  - ciclo de
    - Brayton, 391
    - diesel, 384
    - dual, 388
    - Otto, 379
- Arritmia, 132
- Arte de engenharia 17
- Atividade, 527
- Atrito, 188

B

- Balancete de exergia, 294
  - para o ciclo combinado, 417
- Balanço
  - da taxa
    - de custo, 312
    - de energia, 135
    - de energia para um volume de controle, 134
    - de entropia
      - forma integral do, 240
      - para volumes de controle, 239
    - de massa, 126
      - formulação integral, 129
      - para volumes de controle em regime permanente, 240
  - de energia, 44, 570
    - aplicação, 85
    - na forma de taxa temporal, 45
    - para um ciclo, 55
  - de entropia para um sistema fechado, 230
  - de exergia
    - para regime permanente em termos de taxa, 296
    - para sistemas fechados, 289
  - de massa
    - aplicando, 569
    - na análise transiente, 156
    - para um volume de controle, 126
- Barômetro, 11
- Base
  - mássica, 546
  - molar, 10
- Beattie-Bridgeman, equação de, 482
- Benedict-Webb-Rubin, equação de, 483
- Bernoulli, equação de, 261
- Bocal(is)
  - convergente, 427
  - convergente-divergente, 434, 438
  - convergentes, 427
  - de vapor, 138
    - área de saída de um, 139
  - eficiência isoentrópica de, 252
    - avaliando a, 256
  - escoamento compressível de, 421
  - estrangulado, 427
  - modelagem de, 138
- Bomba(s), 142
  - de calor, 200
    - ciclos, 57
    - entropia em componentes de, 245
    - por compressão de vapor, 463
    - sistemas de, 462
  - eficiência isoentrópica de, 252, 258
  - modelagem de, 143
- Brayton, ciclo
  - de ar-padrão, 391
    - de refrigeração, 464
- Bulbo(s)
  - resistência, 14
  - seco, temperatura de, 567
  - úmido, temperatura de, 567

C

- Caldeira de recuperação de calor, 311
- Calor(es), 1
  - caldeira de recuperação de, 311
  - específicos, 90
    - constantes, 106, 225, 547
    - funções relativas ao, 103
    - relações que envolvem, 500
      - utilização das, 502
  - exergia de um trocador de, 300
  - irreversível, 455
  - para trabalho, conversão, 332
  - perdido, 153 154
    - sistema de recuperação de, balancete de exergia de um, 304
  - rejeitado, recuperação de, 310
  - transferência de
    - área representativa da, 226
    - modos, 42
  - transferido, 200
  - trocadores de 146
- Calorimetria, 615
- Câmara
  - de combustão, 610
  - de separação, 460
- Capacidade frigorífica, 452
- Carnot
  - ciclo de, 202
    - refrigeração de, 450
  - corolários de, 192
  - eficiência de, 198
- Cartas psicrométricas, 568
- Carvão limpo, 335
- Células de combustível, 619
  - principais tipos, 621
- Centelha, ignição por, 378
- Chama
  - ionização de, detector de, 602
  - temperatura adiabática de, 616
    - determinação, 617
  - temperatura de equilíbrio de, determinação, 666
- Choque normal, 428
  - funções de, 433
    - para um gás ideal com k = 1,4, 434
  - volume de controle englobando, 429
- Ciclo(s)
  - ar-padrão
    - Brayton, 391
      - análise, 393
    - diesel, 384
    - dual, 388
    - Otto, 379
  - Brayton
    - com irreversibilidade, 398
    - com reaquecimento e regeneração, 404
    - com regeneração, 401
  - de bomba de calor, 57
  - de Carnot, 202
    - aplicação do, 227
  - de potência, 55
    - a vapor regenerativo, 349
    - de vapor binário, 359
      - com aquecedor de água de alimentação aberto, 350
      - com aquecedor de água de alimentação fechado, 354
    - combinado, 416
    - desempenho de um, 199
  - de Rankine, 333
    - com irreversibilidades, 342
    - ideal, 335, 336
  - de reaquecimento com irreversibilidade na turbina, 347
  - de refrigeração, 56, 200
    - reversível R, 194
      - Brayton, 464
      - com irreversibilidades, 466
    - coeficiente de desempenho beta de qualquer, 450
    - de Carnot, 450
      - desvios, 451
    - por compressão de vapor, 451
  - de vapor binário, 359
  - diesel, análise, 386
  - dual, análise, 388
  - Ericsson, 420
  - Otto, 379
    - análise, 382
  - regenerativo com reaquecimento e dois aquecedores de água, 355
  - reversível R 193
  - Stirling, 420, 421
  - supercrítico ideal com reaquecimento, 345
  - superior, 416
  - termodinâmico, 378
- Cilindro-pistão, 2
- Clapeyron, equação de, 492, 674
- Clausius, enunciado de, 184
- Clausius-Clapeyron, equação de, 493, 675
- Clorofluorcarbonos, 76
- Código computacional, determinação por, 225
- Coeficiente(s)
  - de desempenho, 56
    - beta de qualquer ciclo de refrigeração, 450
    - limites dos, 192
  - de Joule-Thomson, 503
  - de temperatura constante, 503
  - de transferência de calor por convecção, valores típicos, 43
  - estequiométricos, 598
- Co-geração, 359
- Colorímetro a volume constante, 47
- Colorímetro de estrangulamento, 151
- Combustão
  - a volume constante, análise, 611
  - câmara de, análise de uma, 610
  - completa, 598
  - do ar, modelagem da, 599
  - entalpia de, cálculo, 613
  - incompleta, 598
  - interna, análise de um motor em, 608
  - misturas reagentes e, 597, 649
  - produtos de, condensação de, 611
- Combustíveis, 598
  - células de, 619
- Componente inerte, efeito de um, 662
- Compressão
  - adiabática irreversível, 456
  - com inter-resfriamento, 405
  - de uma mistura de gases ideais, 548
  - de vapor
    - ciclo ideal de, 453
    - refrigeração por, 451, 453, 457
  - em processos reais, 33
  - em quase-equilíbrio, 34, 35
  - ignição por, 378
  - molhada, 451
  - politrópica de ar, 262
  - seca, 451
  - taxa de, 378
  - teórico mínimo, trabalho de, 232
- Compressibilidade, 94
  - diagrama generalizado de, 97
  - isentrópica, 500
- Compressor(es), 142
  - alternativo, 143
  - de ar, 143
    - e tanque de armazenamento, 5
  - eficiência isoentrópica de, 252, 257
    - avaliando a, 258
  - modelagem de, 143
  - potência de um, 144
  - rotativos, 143
- Comprimento, 7
  - unidade de, 8
- Condensação, 75
- Condensador
  - análise da exergia em um ciclo, 365
  - de uma instalação de potência, 148
- Condicionamento de ar
  - processos de, análise, 569
  - sistemas para, 569
  - úmido
    - de composição constante 570
    - sistemas para, 569
- Constante
  - de equilíbrio
    - a uma dada temperatura, estimando, 659
    - para misturas
      - de gases ideais, 657
      - e soluções, 664
  - R do gás, 95
  - universal dos gases, 94
- Contínuo, hipótese do, 9
- Controle
  - massa de, 2
  - superfície de, 2
  - volume de, 2
- Convecção
  - coeficiente de transferência de calor por, 43
  - forçada, 583
  - forçada a livre, 43
  - natural, 583
- Convenção de sinais, 32
- Corolários de Carnot, 192
  - demonstração, 193
- Corpo livre, 2
- Criobiologia, 16
- Criocirurgia, 76
- Criopreservação, 16
- Cromatógrafo de gás, 602
- Curso
  - de admissão, 378
  - de compressão, 378
  - de escape, 378
  - de potência, 378

D

- Dalton, modelo de, 543
- Desaeração, 355
- Desempenho, especificação de, 243
- Desigualdade de Clausius, 186, 204, 205
- Deslocamento(s)
  - generalizados, forças de, 39
  - volume de, 378
- Desordem, 239
- Desumidificação, 573
- Desumidificador, 574
- Detector de ionização de chama, 602
- Diagrama(s)
  - de fases, 73
  - de Mollier, 221
  - de pressão-volume, 379
  - entalpia entropia, 221
  - p–v, 73
  - T–s, 221
  - T–v, 75, 505
  - temperatura-entropia, 221, 335
  - temperatura-volume, 74
- Diferenciais exatas, 483, 486
  - relações entre propriedades a partir de, 487
- Difusores, 138
  - escoamento compressível através de, 421
- Digestão aeróbica, 286
- Dimensões
  - primárias, 7
  - secundárias, 7
- Dióxido de carbono, 76
- Dispositivos de estrangulamento, 151
- Domo de vapor, 71

E

- Efeito
  - piezoelétrico, 11
  - pistão, 412
- Eficiência(s)
  - de Carnot, 198
  - exergética(s), 306
    - de componentes usuais, 308
    - de um motor de combustão interna, 637
    - de um reator 638
    - uso das, 310
  - poço-a-roda, 310
  - poço-ao-tanque, 310
  - tanque-a-roda, 310
  - térmica, 334
    - efeito da temperatura na, 335
    - limite da, 191
- Energia
  - cinética, 28
  - conceitos mecânicos de, 28
  - conservação de, 605
  - em mecânica, conservação de, 30
  - interna 5
    - específica, 82
  - meio ambiente e, 15, 29, 76 310, 335, 379, 390, 416
  - potencial 28, 29
    - gravitacional, 29
  - primeira lei da termodinâmica e, 27, 67
  - transferência de, 30
    - por calor, 40
  - unidades para, 30
- Engenharia
  - arte de, 17
  - modelo de, 17
  - projeto de, e análise, 16
- Entalpia, 82
  - avaliação de, 607
  - de estagnação, 425
  - de formação, 606
  - de mistura, 558, 559
  - de sistemas reagentes, avaliação, 605
  - desvio de, 509
    - desenvolvimento do, 509
    - diagrama generalizado, 508
  - termos de, 608
  - variação, calculo de, 510
- Entropia
  - absoluta, 621
  - avaliando, 219
  - balanço de, 229, 265
    - para um sistema fechado, 229
  - desvio de
    - desenvolvimento do, 511
    - diagrama generalizado, 511
  - estatística da, 238
  - geração de, 230
  - obtendo valores de, 219
  - para combustão a volume constante, variação, 625
  - para um sistema fechado, 231
  - princípio do aumento de, 235
  - probabilidade e, 219
  - transferência de, 226, 230
  - uma propriedade do sistema, 218
  - unidade(s) para, 218
    - do sistema SI, 218
    - inglesa, 218
  - utilizando a, 217, 279
    - gráficos de, 220
  - variação, cálculo, 512
  - variação de, 218
    - de um gás ideal, 223
    - em processos internamente reversíveis, 226
    - para uma substância incompressível, 223
- Enunciado
  - da entropia da Segunda lei, 186
  - de Clausius, 184
  - de Kelvin-Planck, 184, 185
    - associando sinais, 190
    - forma analítica do, 190
    - interpretando, 190
- Equação(ões)
  - da quantidade de movimento para escoamento permanente unidimensional, 422
  - de Beattie-Bridgman, 482
  - de Benedict-Webb-Rubin, 483
  - de Bernoulli, 261
  - de Clapeyron, 492, 674
    - aplicação, 493
  - de Clausius-Clapeyron, 493, 675
  - de estado, 98, 478
    - com duas constantes, 478
    - com múltiplas constantes, 482
    - comparação das, 481
    - de gás ideal, 99
    - virial, 478
  - de Gibbs-Duhem, 521
  - de governo diferenciais, 425
  - de Planck para radiação de corpo negro 197
  - de reação de equilíbrio, 656
  - de Redlich-Kwong, 480
  - de van der Waals, 479
  - de van't Hoff, 669
  - $T\,dS$, 222
  - truncada, 478
  - virial(is), 478
    - de estado, 99
- Equilíbrio, 6
  - a temperatura e pressão determinadas, 660

composições de, cálculo, 657
constante para mistura de gases ideais, 657
critérios, 652, 653
de ar úmido em contato com água líquida, 676
de fases, 673
e químico, 651, 684
de sistemas multicomponentes e multifásicos, 675
dinâmico, 655
entre duas fases de uma substância pura, 674
estado de, 6
fundamentos, 652
químico, 651, 655
térmico, 13
e mecânico, 286
termodinâmico, 652
Escala(s)
Celsius, 15
de gás, 196
de temperatura
Celsius, 15
comparação, 16
internacional, 195
Kelvin, 15, 195
Rankine, 15
Fahrenheit, 15, 16
internacional de temperatura, 197
pontos fixos da, 198
Kelvin, 15, 195
Rankine, 15
termodinâmica, 195
da temperatura, 15
Escoamento
através de um choque normal, 428
compressível, 421
através de bocais e difusores, 421
conceitos, 421
em derivação, 415
estrangulado, 427, 428
formulação de, 134
isoentrópico, funções de, 429
para um gás ideal com $k = 1,4$, 431
permanente unidimensional, 422
subsônico, 424
supersônico, 424
unidimensional, 127, 128
Estado(s), 5
correspondentes, princípio de, 95
de equilíbrio, 6
de estagnação, 425
de inversão, 503
de líquido, 74
comprimido, 74
sub-resfriado, 74
de referência, 83
de saturação, 71
de vapor, 74
definição, 70
equações de, 98
equivalentes, 70
para sistemas simples, princípio dos, 71
morto, 283
referência-padrão, 606
Estagnação
entalpia de, 425
estado de, 425
pressão de, 425
temperatura de, 425
Estiramento de uma película líquida, 37
Estômatos, 153
Estrangulamento
colorímetro de, 151
dispositivos de, 151
Evapotranspiração, 153
Exatidão, teste de, 483
Exergia
ambiente de referência da, 283
análise da, 281, 330
aspectos da, 285
balancete de, 294, 303
para uma turbina a vapor, 303
conceito de, 283
conceituação, 282, 283
de produtos de combustão, fluxo, 636
de um sistema, 284
de um vazamento de vapor, fluxo, 635
de uma planta de potência a vapor, estudo de caso, 360
definição, 283
destruição de, 290, 291
destruição de, custo da, 302
em projetos, 311
específica, 286
de fluxo, 296, 297
para uma caixa de redução, balancete de, 295
química, 286, 628
do octano, estimando a, 632
química-padrão, 631
termomecânica, 628
transferência de
associada ao trabalho, 290
conceituação, 290
variação de, 288
Expansão, 33
Joule-Thomson, 504
Expansividade volumétrica, 499

F

Fanno, linha de, 429
Fase(s), 70
da água, diagrama de, 77
diagrama de, 73
mudança de, 74
considerações sobre, 492
para a água, diagrama de, 75
Fator
de compressibilidade, 95
de conversão de unidade, 8
Fluido manométrico, 11
Fluxo de massa, 129
Força, 7
unidade de, 8
Fração(ões)
mássicas, 540
em frações molares, conversão, 542
molares, 540
em frações mássicas, conversão, 541
Frascos Dewar, 76
Fronteira
de um sistema, escolhas alternativas, 46
móvel, 24
Fugacidade, 523
cálculo, 524
de um componente da mistura, 524
em uma mistura, cálculo, 525
Função(ões)
de Gibbs, 486, 652
para sistemas reagentes, 626
de Helmholtz, 486
termodinâmicas fundamentais, 491
para sistemas multicomponentes, 522
Fusão, 75

G

Garganta, 427
Gás(Gases)
compressibilidade para vários, 96
cromatógrafo de, 602
de exaustão, exergia de, 287
ideal, 99
equação de estado de, 99
misturando, 552
modelo de, 99
submetido a um ciclo, 100
tabelas de, 105
misturas de, relações p-v-T para, 514
sistema de potência a, 377, 448
Gaseificação integrada, 335
Gasolina sem chumbo, 382
Gibbs-Duhem, equação de, 521
Gibbs, função de, 652
Graus de liberdade, 678

H

Hidrocarboneto, exergia química de um, 628
Hipótese do contínuo, 9

I

Ignição
por centelha, 378
por compressão, 378
Ilhas de calor, 194
Índice
de tabelas em unidades inglesas, 733, 791
de vento gelado, 561
Interação térmica, 13
Interpolação linear, 77
Inter-resfriadores, 405
Inter-resfriamento, compressão com, 405, 406
Interseções, método das, 520
Inversão, estado de, 503
Ionização, 670
Irreversibilidades, 187, 234
externa, 187
interna, 187

J

Joule, experimentos de, 45
Joule-Thomson
coeficiente de, 503
expansão, 504

K

Kay, regra de, 515
Kelvin-Planck, enunciado, 184, 185, 190

L

Lei
da termodinâmica, primeira lei, energia e, 27, 67
de Fourier, 42
de Stefan-Boltzmann, 42
zero da termodinâmica, 14
Lewis-Randall, regra de, 526
Linha
de Fanno, 429
de Rayleigh, 429
tripla, 71
da superfície p-v-T, 73
Líquido
aproximações para, 91
comprimido, 74, 77
estado de, 74
sub-resfriado, 74
tabela de, 77
valores para, 220
Líquido-vapor, mistura bifásica, 74

M

Magnetização, 38
Manômetro, 11
Manta(s) térmica(s), 147
inflável, 147
March, número de, 422, 424
Massa
conservação de, 126
contínua, 11
de controle, 2
fluxo de, 129
medindo, 7
molecular aparente, 540
para um volume de controle, 126
taxa de, desenvolvendo balanço da, 126
Maxwell, relações de, 488
Mecânica, 7
dos fluidos, 11
Medidas de pressão, 11

Meio ambiente, energia e, 15, 29, 76, 310, 335, 379, 390, 416
Metal quente, resfriando uma barra de, 236
Método das interseções, 520
Microestados, 239
Mistura
adiabática
de dois fluxos, 555
de dois fluxos de ar úmido, 581
de fluxos úmidos, 581
bifásica líquido-vapor, 74
composição da, descrição, 540
de ar seco e de vapor d'água, 558
de gases
ideais
compressão de uma, 548
e aplicação à psicrometria, 539, 595
relação p-v-T para, 514
de vários gases, 543
reagentes e combustão, 597, 649
Modelo
de Amagat, 544
de Dalton, 543
de engenharia, 17
de Fourier, 17
de gás ideal, 71
revisão do, 224
de substância incompressível, 92
Mollier, diagrama de, 221
Motor(es)
alternativos cilindro-pistão, nomenclatura para, 378
de combustão interna, 378
Stirling, 421
turbo-hélice, 415
turbofan, 415
turbojato, 412
analisando, 413
Movimento, equação de quantidade de, 422

N

Nanociência, 10
Nanotecnologia, 10
Não-propriedades, 6
Nomenclatura para motores alternativos cilindro-pistão, 378
Notação, 31
Número de March, 422, 424

O

Octano, exergia química do, 632
Óleo de cozinha, valor da caloria do, 93
Onda(s)
de choque oblíquas, 428
de expansão, 428
de pressão, 423
sonoras, 423
Otto, ciclo, 379

P

Parede de um forno, destruição de exergia na, 293
Pedra calcária, 335
Peso atômico ou molecular, tabela, 686
Pirômetros ópticos, 14
Psicrômetro, 567
Plug in, 29
Poderes caloríficos, 613
Polarização, 38
Poluição térmica, 332
Ponto
crítico, 73
de orvalho, estimativa da temperatura de, 560
de vapor, 15
morto superior, 378
triplo, 15, 73
Pós-queimador, 412
Potência, 32
a vapor, sistemas de, 331, 376
modelagem dos, 332
ciclos de, 55, 198
com turbinas a gás, 390
condensador de uma instalação de, 148
curso de, 378
de vapor simples, 153
elétrica, 38
fontes renováveis de, 140
geração emergencial de, 159
líquida, 336, 355
desenvolvida, 420
planta de, exemplo de leiaute, 355
recuperação de, 310
sistemas distribuidores de, 504
transmitida por um eixo, 38
unidades para, 33
Potencial químico, 521, 653
estimando, 654
para soluções ideais, 527
Prefixos das unidades SI, 8
Pressão(ões), 10
a jusante sobre a vazão mássica, 427
efeito, 431
absoluta, 11
auditiva, regra da, 515
da caldeira no ciclo de Rankine, 339
da mistura por meios alternativos, 516
de vácuo, 12
diastólica, 12
do compressor para trabalho líquido máximo, 396
do condensador no ciclo de Rankine, 339
inferiores, 73
manométrica, 12
máxima, 12
média efetiva, 378
medição por medidor do tipo tubo de Bourdon, 12
medidas de, 11
mínima, 12
no inter-resfriador para trabalho mínimo no compressor, 407
parcial, 543
reduzida, 96
relação entre, 13
sensor de, 12
sistólica, 12
tabela de, 79
Pressão-volume, dados, 34
Probabilidade termodinâmica, 239
Processo(s), 5
com mistura a composição constante, 546
de condicionamento de ar, 569
de estrangulamento, 245
em quase equilíbrio, 34
usando o conceito, 35
Fisher-Tropsch, 599
internamente reversíveis, 190
de água, 227
irreversível, 187
para a água, 231
isoentrópico(s), 226, 247
do ar, 250
politrópico(s), 35
de ar como gás ideal, 112
relações de, 111
quase-estático, 34
reversíveis, 189
sentido dos, 235
Produtos, 598
a seco, utilização de uma análise de, 602
de combustão
condensação dos, 611
determinação, 602
Programas de computador
em termodinâmica, 85
propriedades utilizando, 84
Propriedade(s), 5
avaliando, 69, 124
críticas de elementos e compostos selecionados, tabela em unidade do SI, 685
de líquidos e sólidos, 91
do vapor d'água superaquecido, tabela em unidades do SI, 691
extensivas, 6, 7, 30
intensivas, 6, 7, 70
interdependentes, 70
molares parciais, 519
cálculo, 519
definição, 519
por meio de uma função fundamental, 507
relações entre, desenvolvimento de, 486
termodinâmicas, construção das tabelas de, 504
termoelétrica, 14
utilizando programas de computador, 84
Psicrometria
aplicações, 557
mistura de gases ideais e aplicações à, 539, 595
princípios, 558

Q

Quantidade
líquida, 44
teórica de ar, 600
Queima de gás natural com ar em excesso, 604

R

Radiação, troca líquida de, 43
Rankine, ciclo de, 333
Rayleigh, linha de, 429
Razão
ar-combustível, 599
determinação, 601
de corte, 385
de equivalência, 600
de mistura, 558
Reações simultâneas, 671
estudo do equilíbrio com, 672
Reagentes, 598
Reaquecimento, 344, 409
ciclo ideal, 344, 345
combustor com, 403
Reator, 606
em regime permanente, 607
entropia de um, determinação da produção de, 623
Redlich-Kwong, equação de, 480
Refrigeração
a gás, aplicações, 468
por absorção, 461
por bomba de calor, 194
por compressão de vapor, 452, 453
tonelada de, 452
Refrigerantes
naturais, 76
propriedades dos, 458
seleção de, 459
Regeneração, 349
Regenerador, 400
Região(ões), 2
bifásicas, 71
monofásicas, 71, 495
Regime permanente, 6, 126
aplicação em, 129
Regra
da pressão auditiva, 515
das fases de Gibbs, 677, 678
de Kay, 515
de Lewis-Randall, 526
do volume auditivo, 515, 516
Relação(ões)
back work ratio (bwr), 334
de Boltzmann, 239
de Maxwell, 488
aplicação, 489
entre propriedades
a partir de diferenciais exatas, 487
desenvolvimento, 486
matemáticas, 483
aplicação, 485
p-v-T, 71
para misturas de gases, 514
termodinâmicas, 477, 537

- Reservatório térmico, 185
- Resfriador evaporativo, 579
- Resfriamento
  - evaporativo, 578
  - torres de, 583
    - de uma central elétrica, 584
- Resfriando componentes de computadores, 149

S

- Saturador adiabático, 566
- Segunda lei, 306
- Sinais, convenção de, 31, 32
- Síndrome do edifício doente, 557
- Sistema(s)
  - aberto, 2
  - compressíveis simples, 70
  - de bombas de calor, 462
  - de bombeamento, 143, 145
  - de co-geração
    - custo de exergia em um, 312, 314
    - simples, 312
  - de compressão a vapor, 453
    - em cascata, 459
    - em multiestágio, 460
  - de condicionamento de ar úmido, 569
  - de multicomponentes, 653
  - de potência
    - a gás, 377, 448
    - a vapor, 331, 376
  - de recuperação de calor perdido, 154
  - de refrigeração
    - a gás, 464
    - a vapor, 450
    - e de bombas de calor, 449-476
    - por absorção de amônia-água, simples, 461
  - de um único componente, 523
  - distribuidores de potência, 504
  - fechados, 2, 4
    - balanço de energia para, 44, 289
  - integração de, 153
  - integrados, 153
  - isolado, 2
  - microeletromecânicos, 137
  - multicomponentes, 518
    - funções termodinâmicas fundamentais para, 522
  - para liquefazer gases, 503
  - que envolvem misturas, 546
  - reagentes, 605
    - balanços de energia para, 607
  - seus comportamentos, 5
  - simples, princípio de estados equivalentes para, 71
- Solução, 518
  - ideal, 526
- Som, velocidade do, 422, 423, 500
- Sublimação, 75
- Subsônico, 424
- Substância
  - incompressível, modelo de, 92
  - pura, 70
    - de uma única fase, 654
  - termometrica, 14
- Superaquecimento, 344
- Supercondutores, 360
- Superfície
  - de controle, 2
  - p–v–T 71, 72
    - linha tripla da, 73
    - projeções da, 73
- Supersônico, 424

T

- Tabela(s)
  - através da diferenciação de uma função termodinâmica fundamental, 506
  - de gás ideal, 224
    - utilizando, 547
  - de líquido, 77
  - de pressão, 79
  - de propriedades termodinâmicas, construção das, 504
  - de saturação, 79
  - de vapor, 77, 506
  - em unidades do SI, 685, 732
  - em unidades inglesas, índice de, 733
  - por integração, 505
- Tampão poroso, 151
- Taxa
  - de calor, 334
  - de custo, balanço da, 312
  - de transferência de calor, 41
- Temperatura, 13
  - adiabática de chama, 616
    - determinação, 617
  - crítica T_c, 73
  - de bulbo úmido, 567
  - de equilíbrio a pressão e composição determinada, 661
  - de Kelvin, escala, 15
  - de ponto de orvalho, 560, 561, 602
  - de Rankine, escala, 15
  - de saturação, 73
    - adiabática, 565
  - igualdade de, 13
  - reduzida, 96
  - variação de, 163
- Tempo, 7
  - unidade de, 8
- Tensão(ões)
  - cisalhantes, 11
  - normal, 11
- Terceira lei da termodinâmica, 621
- Termistores, 14
- Termodinâmica, 1, 2
  - aplicada à engenharia, 1
    - algumas áreas de utilização, 3
  - clássica, 5
  - estatística, 5
  - pontos de vista macroscópico e microscópico, 5
  - problemas de, metodologia para a solução de, 17
  - programas de computador em, 85
  - segunda lei da, 181-215
    - enunciados da, 184
  - terceira lei da, 621
- Termoeconomia, 311
- Termômetros, 14
  - de gás, 196
  - de radiação, 14
- Termopares, 14
- Teste de exatidão, 483
- Título, 74
- Tonelada de refrigeração, 452
- Torre de resfriamento, 583
  - de uma central elétrica, 584
- Trabalho, 28
  - cálculo, 333
  - de compressão teórico mínimo, 232
  - de escoamento, 134, 138
  - de expansão, 323
  - definição termodinâmica de, 31
  - em processos internamente reversíveis, 259
  - em processos politrópicos, 261
  - energia cinética e, 28
  - para um volume de controle, 134
- Trocador(es) de calor, 146
  - curvas de custo para um, 312
  - de contato direto, 309
  - exergia de um, destruição, 300
  - modelagem de, 147
- Tubo de Bourbon, 11
- Turbina(s), 140
  - a gás, 141
    - com reaquecimento, 403
    - perdas na, 397
    - regenerativas, 400
      - com inter-resfriamento e reaquecimento, 409, 410
  - a vapor, 140, 141
    - balancete de exergia para uma, 303
    - geração de entropia em uma, 242
  - análise da, 313
  - eficiências isoentrópicas de, 252, 253
    - avaliando o trabalho de uma, 254
  - hidráulica, 140, 141

U

- Umidade relativa, 558, 559
- Umidificação, 576
- Umidificador com borrifador de vapor, 576
- Unidade(s)
  - básica, 7
  - básicas inglesas, 8
  - de comprimento, 8
  - de exergia, custo por, 313
  - de força, 8
  - de massa, 8
  - de pressão, 11
  - de tempo, 8
  - fator de conversão de, 8
  - inglesas de engenharia, 8
  - para energia, 30
  - para entropia, 218
  - SI, 7
    - prefixos das, 8
  - térmica britânica, 30
  - trocadora de calor, 362

V

- Valor(es)
  - de entropia, 219
  - de referência, 83
  - de saturação, 219
  - para líquidos, 220
  - para vapor superaquecido, 219
- Válvula de expansão, destruição de exergia de uma, 299
- Van der Waals, equação de, 479
- Van't Hoff, equação de, 669
- Vapor
  - ciclo ideal de compressão de, 453
  - de um tanque a pressão constante, 157
  - estados de, 74
  - superaquecido, 75, 77
  - tabela de, 77
  - título de, medindo, 152
- Vaporização, 75
- Vazamento de ar, 251
- Vazão
  - mássica, 126, 127, 428
  - volumétrica, 128
- Veiculo elétrico bibrido, 29
- Velocidade
  - do som, 422, 423, 500
  - variação da área com, 426
- Vestimentas com sistemas de refrigeração, 83
- Volume(s)
  - auditivo, regra do, 515
  - de controle, 2
    - com uma entrada e uma saída em regime permanente, 241
    - em biologia, 4
    - em botânica, 5
    - em regime permanente, 135, 136
    - englobando o coração, 133
    - sistema aberto, 4
    - trabalho para um, 134
    - utilizando energia, 125, 180
  - específico, 9
  - parcial, 544

X

- Xisto e areia, óleo proveniente de depósitos de, 295